



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

냉장고 압축기에 의해 발생하는
구조진동 전달 제어에 관한 연구

A Study on the Control of Structural Vibration Transmission
Generated by Refrigerator Compressor



지도교수 김 의 간

2011년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

양 정 민

本 論文을 梁正民의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 박 권 하 (인)

위 원 공학박사 조 종 래 (인)

위 원 공학박사 김 의 간 (인)

2010 년 12 월 22 일

한국해양대학교 대학원

공학석사 학위논문

냉장고 압축기에 의해 발생하는
구조진동 전달 제어에 관한 연구

A Study on the Control of Structural Vibration Transmission
Generated by Refrigerator Compressor



2011년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

양 정 민

목 차

List of Figures	ii
List of Tables	v
Abstract	vi
제1장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적 및 논문의 구성	3
제2장 냉장고 기계실의 진동 특성	5
2.1 기계실의 구성요소 및 특성	5
2.2 기계실의 진동 특성 및 진동전달 경로	7
제3장 마운트 특성에 따른 진동전달 제어	13
3.1 마운트 특성	13
3.2 마운트 시스템의 진동 특성	15
3.3 진동 제어를 위한 마운트 형상 변경	20
3.4 실험을 통한 진동 제어의 유용성 검토	24
제4장 토출배관에 대한 진동전달 제어	29
4.1 토출배관의 진동전달 특성	29
4.2 토출배관의 실험모드해석	31
4.3 토출배관의 유한요소해석	35
4.4 공진 및 접촉 방지를 위한 방안 검토	37
4.5 실험을 통한 부착물 적용의 유용성 검토	43
제5장 결 론	47
참 고 문 헌	49

List of Figures

Fig. 1.1 Vibration transmission path of the compressor	2
Fig. 2.1 Schematic of the refrigerator	6
Fig. 2.2 Components of the machine room system	6
Fig. 2.3 Vibration measurement in the machine room	9
Fig. 2.4 Comparison of vibration acceleration at 57.5Hz	9
Fig. 2.5 Schematic diagram of experimental setup	12
Fig. 2.6 Measured transmissibility	12
Fig. 3.1 Spring mount and rubber mount	14
Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental setup	16
Fig. 3.3 Natural frequency and transmissibility on various condition ..	16
Fig. 3.4 Comparison of transmissibility at 57.5Hz	17
Fig. 3.5 Natural frequency by compressed stopper	19
Fig. 3.6 Ttransmissibility at 57.5[Hz] by compressed stopper	19
Fig. 3.7 Photo of static stiffness experiment	22
Fig. 3.8 Deformation analysis	22
Fig. 3.9 Design factors of the rubber mount	23
Fig. 3.10 Deformation by changing the design of rubber mount	23
Fig. 3.11 Natural frequency and transmissibility with stopper by various mounts	25
Fig. 3.12 Comparison of transmissibility at 57.5[Hz] with stopper	25
Fig. 3.13 Natural frequency and transmissibility without stopper by various mounts	26
Fig. 3.14 Comparison of transmissibility at 57.5[Hz] without stopper ..	26

Fig. 3.15 Vibration acceleration measuring position in the machine room	28
Fig. 3.16 Vibration comparison in the machine room on various mounts	28
Fig. 4.1 Natural frequency of discharge pipe	30
Fig. 4.2 Discharge pipe for Measurement	32
Fig. 4.3 Schematic diagram of modal test setup	32
Fig. 4.4 Natural frequency at transverse direction	33
Fig. 4.5 Natural frequency at vertical direction	34
Fig. 4.6 Discharge pipe modeling	37
Fig. 4.7 Mode shapes at 58[Hz]	37
Fig. 4.8 Alternative products for preventing contact	39
Fig. 4.9 Measuring position at the condenser	40
Fig. 4.10 Transmissibility measurement at the condenser	40
Fig. 4.11 Measuring position at the discharge pipe	41
Fig. 4.12 Transmissibility measurement in the discharge pipe	41
Fig. 4.13 Measuring position at the compressor	42
Fig. 4.14 Transmissibility measurement at the compressor	42
Fig. 4.15 Measuring position at base plate of the machine room	43
Fig. 4.16 Transmissibility measurement at the base plate of the machine room	43
Fig. 4.17 Measured vibration accelerations for the machine room components applying connecting attachments	45
Fig. 4.18 Map of the measured overall accelerations for the machine room cover plate	46
Fig. 4.19 Measured overall vibration accelerations for the machine room cover plate	47

List of Tables

Table 2.1 Specification of measurement device	8
Table 2.2 Specification of measurement device	11
Table 3.1 Three modified rubber mounts	21
Table 4.1 Modal test results at transverse direction	33
Table 4.2 Modal test result of vertical direction	34



A Study on Control of Structural Vibration Transmission Generated by Refrigerator Compressor

Jeong Min, Yang

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of Korea Maritime University



Abstract

Recently an interest about living environment according to the economic life with industrial development is more increased, so a recognition about low noise and low vibration of home appliance was an important selection condition. A refrigerator is always a product works unlike general home appliances, so concern about design of vibration and noise reduction has increased.

In this study the structure-borne noise should be controlled by the compressor of the refrigerator machine room. Control measure was provided using vibration experiment and ANSYS. The structure-borne noise of the refrigerator body is largely to be occur by the compressor vibration of the machine room due to the vibration being

transmitted to the lower mount and discharge pipe and transmitted vibrations occur the structure-borne noise of low frequency to the refrigerator body.

To check the vibration characteristics of the machine room by a compressor, it was necessary to do transfer rates test and vibration spectrum analysis using a exciter. A characteristic of spring mount and rubber mount about compressive load are checked through Stopper control test of upper mount for preventing separation of compressor and mount. After selecting excellent mount for damping, control measure was provided for the best effective vibration control through changing shape. The modified mount was fitted in the transmissibility and natural frequencies test and in actual refrigerator machine room. And it was checked for vibration control utility through vibration test of operating the compressor.

For control about resonant and the discharge pipe of operating the compressor frequency and contact of machine room base plate, the experimental mode and finite element mode of the discharge pipe were analyzed, and it was applied after designing the attachment for resonant frequency avoidance and contact prevention. To check usefulness about vibration control of designed attachment and contact prevention, the vibration in machine room was measured in transmissibility test and operating refrigerator.

These analysis data may help set the vibration control measurement about compressor vibration transmission path design.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

산업의 발전과 더불어 각종 기계장치는 그 성능뿐만 아니라 환경적인 측면에서도 진동과 소음문제가 중요한 관심사로 대두되고 있다. 국내의 제품수준은 세계 수준에 못지않은 실력으로 성숙 단계에 이르러 저 진동, 저 소음에 많은 관심을 두고 연구를 수행하고 있다.^[1] 특히 창호 설비의 발달로 외부 소음이 가내에 유입되는 것이 차단되면서 전자제품들이 진동, 소음에 취약한 환경에 놓이게 되었다. 그 중에서도 냉장고는 일반 가전제품과는 다르게 하루 24시간 연속적으로 운전되는 제품으로서, 지속적인 연구개발에도 불구하고 소비전력 절감과 더불어 진동 및 소음저감 설계에 대한 관심이 증가하고 있으며, 이에 대한 소비자들의 요구수준이 더욱 높아지고 있는 추세이다.^[2]

냉장고의 성능을 결정짓는 장치는 바로 압축기이다. 따라서 냉장고의 성능향상을 위하여 압축기에 대한 연구가 꾸준히 계속되고 있다. 일반적으로 냉장고에 쓰이는 압축기는 왕복동식을 주로 사용하였으나 2001년 이후부터 리니어식을 적용하여 사용하고 있다. 왕복동식 압축기의 경우, 회전식 모터를 이용하여 회전 운동을 왕복운동으로 변환함으로써 압축을 하는 크랭크 방식을 이용하므로 모터에 의한 소음뿐만 아니라 피스톤과 실린더, 샤프트, 슬라이드 그리고 프레임 등에 의한 마찰손실 등이 발생함으로 비교적 낮은 에너지효율을 보인다. 반면 리니어식 압축기는 전류에 의해 발생한 자기장을 이용한 모터를 이용하여 운동의 변환 없이 바로 피스톤의 왕복운동을 일으키므로 모터에 의한 소음이나 마찰 부위에 의한 손실 등이 적어 전반적으로 높은 에너지효율을 보인다.^[3]

리니어식 압축기는 한 방향으로의 반복 운동을 통한 공진현상을 이용하여 적은 가동 에너지로부터 큰 움직임을 이끌어냄으로써 기존의 왕복동식 압축기보다 에너지효율 면에서 더욱 뛰어난 성능을 가진 장치이다. 그러나 리니어식 압축기의 원리인 공진현상은 고효율을 이끌어낸다는 장점이 있지만 시스템의 진동레벨을 높게 함으로써 또 다른 문제점을 야기한다. 압축기의 진동은 냉장고 전체로 저주파의 진동이 전달되어 소비자들이 사용할 때 인체에 불쾌감을 전해 줄 뿐만 아니라, 24시간 연속운전을 하는 냉장고의 진동은 소음을 유발하여 심야시간에 사람들의 숙면에 방해가 되므로 소비자들이 냉장고를 사용함에 있어 큰 불편함을 준다. 그러므로 냉장고 진동 및 소음의 주요 원인이 되는 기계실의 압축기에 대한 진동 발생 인자들을 제어할 필요가 있다. 냉장고의 주요 기진원인 압축기의 진동 전달경로는 Fig. 1.1과 같이 정리하였다.

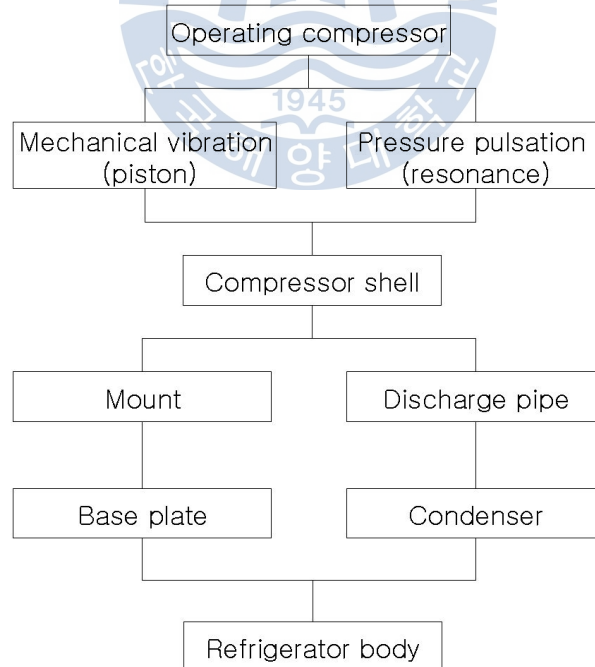


Fig. 1.1 Vibration transmission path of the compressor

1.2 연구 목적 및 논문의 구성

냉장고 소음은 두 가지로 공기소음(air-borne noise)과 구조진동음(structure-borne noise) 등으로 나눌 수 있다. 냉장고의 소음은 압축기의 가동 시 나타나는 진동이 지지부에서 구조물로 전달되어 구조물을 가진시켜 발생하게 된다. 이와 같은 과정을 거쳐 발생하는 소음을 일반적으로 인식되고 있는 소음인 공기소음과 구분하여 구조진동음이라고 부른다.^{[4][5]} 이 중에서 냉장고의 구조진동음은 주로 압축기의 진동에 의해 발생하는 것으로 마운트를 통해 전달되는 진동이 압축기가 거치되는 기계실 밀판으로 전달되고 이 진동이 응축기로 연결되는 토출배관을 통해 응축기로 진동이 전달되어 냉장고 전체에 저주파의 구조진동음을 일으킨다. 이러한 구조진동음 저감 방안은 두 가지로 나눌 수 있는데, 첫 번째로 압축기 내부 구동에 의해 발생하는 압축기 자체의 진동을 저감시키는 방법이고, 두 번째는 진동 발생현상을 규명하여 진동 전달경로를 제어하여 저감시키는 방법으로 나눌 수 있다.^[6]

본 논문에서는 제품의 현 상태를 크게 변경하지 않으면서 진동의 전달 경로 제어를 통해 냉장고의 진동을 저감하는 방법을 연구하고자 한다. 진동전달 경로 제어 시에는 약간의 시스템 변경이라도 이에 따라 고유진동수가 변화하므로 이로 인한 압축기 회전수와 공진 여부를 검토하여야 한다. 이런 사항들이 냉장고의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 전달요소 분석 및 실험적인 방법을 통한 확인이 필요하다.

본 논문의 2장에서는 주요 진동원의 크기와 민감도를 규명하기 위하여 먼저 냉장고 운전 상태에서의 압축기 진동 스펙트럼을 분석 하였다. 이와 같은 방법으로 기진원인 압축기에 의한 기계실 전반에 걸친 진동 특성을 파악하였다. 또한 구체적인 진동 전달 경로를 파악하기 위해 기계실 구조물을 지지하고 있는 기계실 밀판을 냉장고와 분리하고 이를 가진기를 이용해 각 구성품의 전달

들과 스펙트럼을 분석하였다. 그리고 압축기의 하부를 지지하고 있는 마운트 및 압축기와 응축기를 연결하는 토출배관의 진동 스펙트럼 분석과 전달률 실험을 통해 각각의 고유진동수와 진동가속도 결과를 분석하였다.

3장에서는 일반적으로 냉장고 압축기에 사용되고 있는 스프링마운트와 고무마운트의 특성을 비교하여 분석하고 압축기를 지지하고 있는 마운트 시스템에서 마운트에 인위적인 압축을 가하고 있는 마운트 상부의 스톱퍼의 영향을 분석하였다. 고무마운트는 스프링마운트에 비하여 내부마찰이 크고 경제성, 성형의 용이성 때문에 기계구조물의 방진재로 널리 이용되고 있다. 본 장에서는 스프링마운트 대신에 같은 강성을 갖고 가격도 저렴한 고무마운트로 설계를 변경하여 진동전달을 제어하는 방안을 제시하였다.

4장에서는 토출배관의 진동으로 인한 기계실 밀판과의 접촉 방지와 진동 제어를 위해 실험모드해석을 수행하고 이를 유한요소해석 결과와 비교하여 설계에 반영하는 방안을 제시하였다.^[7] 또한 운전시 토출배관의 공진 여부 및 기계실 밀판과의 접촉 원인에 대해서도 분석하였다. 운전중 토출배관이 기계실 밀판에 닿는 것은 기진원인 압축기의 작동회전수와 토출배관의 고유진동수의 일치에 따른 공진 현상으로 기계실 전체에 큰 진동과 소음이 발생함을 알 수 있었다. 먼저 압축기의 운전 주파수와 토출배관 자체의 고유진동수가 일치하는 것을 확인하고 이를 제어하기 위해 고유진동수 변경 및 기계실 밀판과의 접촉 방지를 위해 연결 부착물을 장착하여 이를 제어하는 방안을 제시하였다.

5장은 결론으로 냉장고 압축기에 의한 진동전달 경로를 파악하고 마운트 시스템 및 토출배관의 진동 전달 특성을 진동실험과 상용 구조해석프로그램으로 해석하고 검토한 결과를 종합적으로 정리하였다.

제 2 장 냉장고 기계실의 진동 특성

2.1 기계실의 구성요소 및 특성

냉장고의 냉동 사이클은 압축기에서 고온·고압의 기체로 압축된 냉매가스를 토출배관을 통해 응축기로 보내고 응축기에서 고압의 액체로 변환한 후 고압의 액체 상태인 냉매는 팽창밸브를 통해 교축작용을 하여 저압의 액체 상태로 상태변화가 발생한다. 증발기를 통과하는 동안 저온의 액체 냉매가 저온의 기체 상태로 된다. 이때, 냉장고 내부의 열을 흡수하여 다시 압축기로 고온·고압의 기체로 압축되어 흘러간다.

이런 과정 중에서 냉장고의 진동 유발 인자는 Fig. 2.1에 보이는 냉장고의 후면 하단부에 위치하고 있는 기계실(machine room)에서 나타난다. 냉장고 기계실은 Fig. 2.2와 같이 압축기(compressor)와, 마운트(mount), 흡입배관(induction pipe), 토출배관(discharge pipe), 응축기(condenser), 기계실 밀판(base plate)으로 구성되어 있다. 냉장고 전체에 작용하는 진동 기진력은 기계실의 압축기에 의해서 발생한다. 압축기의 모터와 피스톤에 의해 발생한 기계적진동과 압력맥동에 의한 진동은 압축기 셸로 전달되어 기계실 시스템에서 다음의 두 가지 경로를 통해 냉장고 전체로 전달된다.

첫 번째 진동전달 경로는 압축기를 지지하고 있는 압축기 하부의 마운트를 통해 기계실 밀판으로 전달되고, 기계실 밀판으로 전달된 진동이 냉장고 전체로 전달된다. 두 번째 진동전달 경로는 압축기와 연결된 배관이다. 압축기에 연결된 배관은 증발기에서 기체 상태로 된 냉매를 흡입하는 흡입배관과 압축기에서 고온·고압의 상태로 된 냉매를 응축기로 보내는 토출배관이 있다. 흡입배관은 냉장고 기계실의 천장에 고정되어 있어서 압축기의 진동이 냉장고

전체에 영향을 주지 않으나, 토출배관의 경우에는 Fig. 2.2에서 보이듯이 외팔보의 형태로 응축기로 연결되어 압축기의 진동이 응축기로 그대로 전달된다.

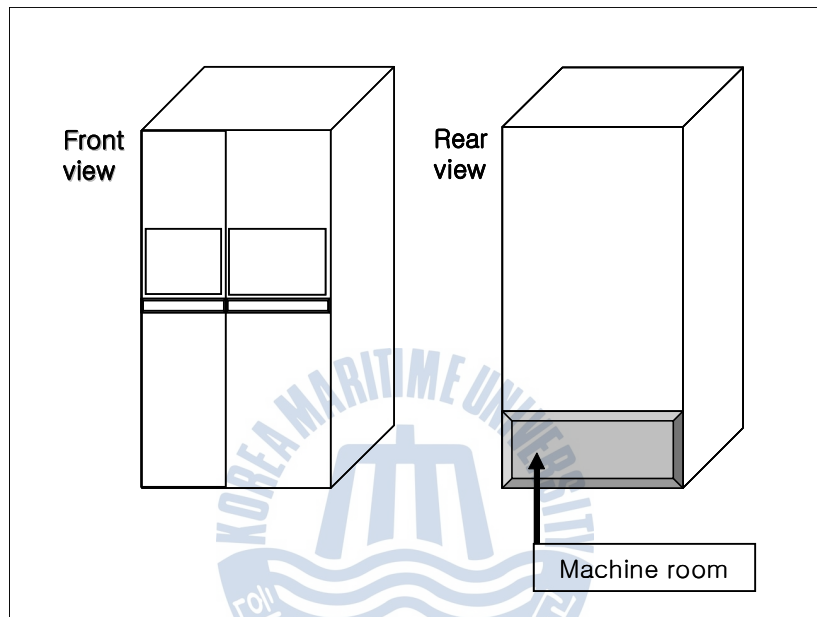


Fig. 2.1 Schematic of refrigerator

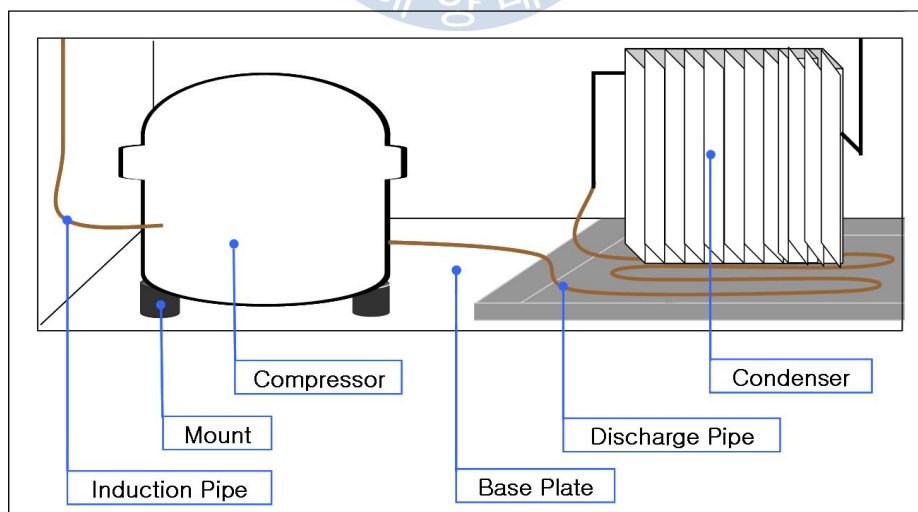


Fig. 2.2 Components of machine room system

2.2 기계실의 진동 특성 및 진동전달 경로

2.2.1 기진원에 대한 진동특성 파악

냉장고의 주 진동원인 압축기의 진동스펙트럼을 알아보기 위해 냉장고의 작동 상태에서 기계실 구조물들의 진동을 측정하였다. 압축기의 진동뿐만 아니라 압축기 진동이 전달되는 마운트 하부의 기계실 밀판과 토출배관 및 응축기의 진동 특성도 측정하여 분석하였다. 측정 주파수 범위는 압축기의 운전 회전수를 고려해 1Hz ~ 100Hz로 하였으며, 실험의 신뢰성을 확인하기 위해 200회 측정한 진동 값을 평균하였다. 진동 측정에 사용된 센서는 압축기의 진동 크기를 고려해 가속도계를 사용하였다. 식(2.1)과 같은 변위계와 식(2.2)의 속도계에 비해 가속도계는 식(2.3)과 같이 진폭이 각진동수의 제곱만큼 증폭되어 측정된다.^[8]

$$x = Ae^{j\omega t} \quad (2.1)$$

$$\dot{x} = A(j\omega)e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

$$\ddot{x} = (j\omega)^2 Ae^{j\omega t} = -\omega^2 Ae^{j\omega t} = -\omega^2 x \quad (2.3)$$

응답측정 시 Weight로는 Hanning 함수를 사용하였으며, 주파수 간격은 0.5Hz로 하였다. 압축기의 진동 및 주요 진동 전달 경로들의 진동을 측정을 위한 주요측정 제원은 Table 2.1과 같으며, 압축기, 토출배관, 기계실 밀판, 응축기에 대한 진동 측정 결과는 Fig. 2.3 및 Fig. 2.4에 보인다. 이 그림들을 검토하여 보면 냉장고의 주요 진동수가 57.5Hz이고, 진동 기진원인 압축기의 진동보다 연결부의 진동이 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

Table 2.1 Specification of measurement device

Item	Device name
Signal analyzer	B&K 3550
Accelerometer	B&K 4381
Calibrator	RION VE-10
Frequency Span	1~100Hz
Weighting	Hanning
Resolution	200 line
Averaging	200 times

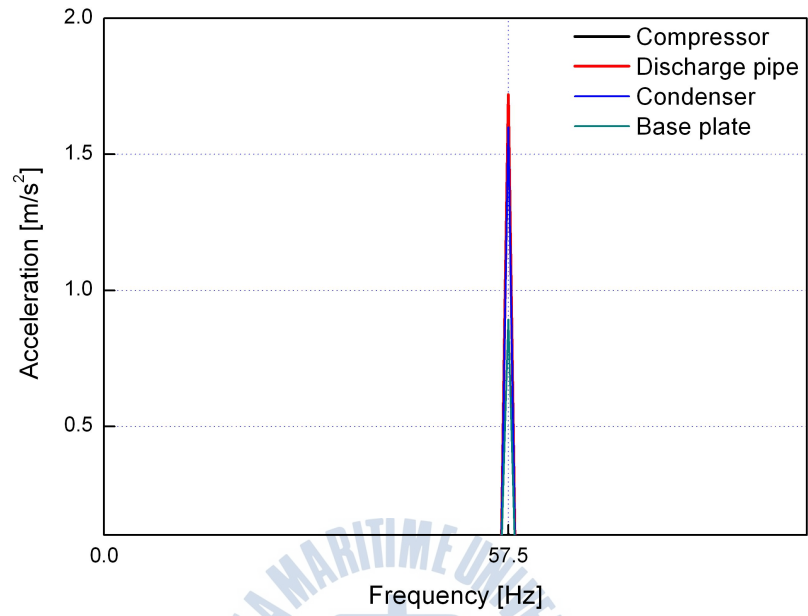


Fig. 2.3 Vibration measurement in the machine room

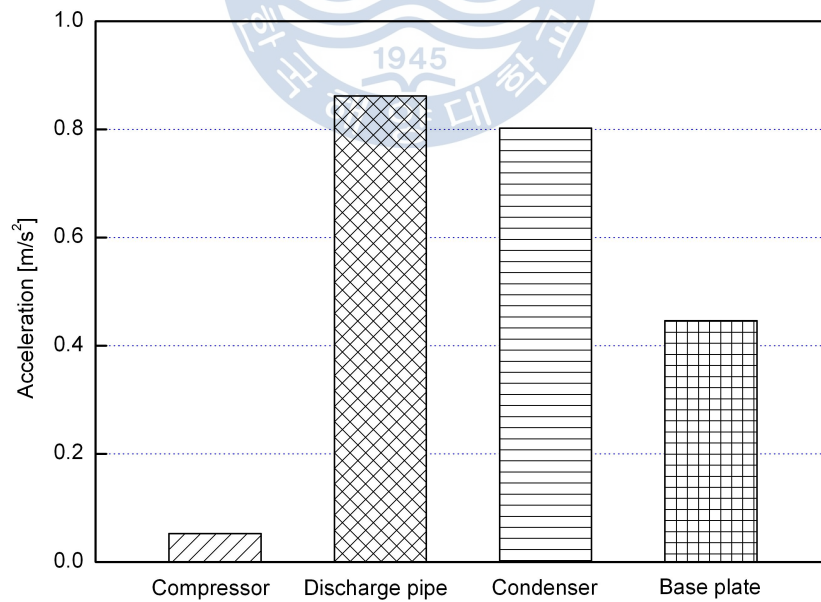


Fig. 2.4 Comparison of vibration acceleration at 57.5[Hz]

2.2.2 진동전달 경로에 대한 진동특성 파악

진동 기진원인 압축기의 진동보다 연결부의 진동이 크게 나타나는 것에 대한 원인을 알아보기 위해 고유진동수 및 진동 전달률을 측정하고 이를 분석하기로 하였다. 이 실험을 위해 냉장고에서 기계실 시스템만을 분리하여 시험품을 만들었다. 이 시험품에는 냉장고 기계실의 각 구성품들이 부착되어 있으므로 이를 가진기에 장착하여 가진하면 각 구성품에 대한 진동 전달률을 효율적으로 측정할 수 있다. 진동 전달률은 식(2.4)와 같이 감쇠비 ζ 와 진동수비 ω/ω_n 로 구성된다.^{[8][9]}

$$T_R = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}{(1 - \omega^2/\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2}} \quad (2.4)$$

전달률 측정방법은 Fig. 2.5에서와 같이 외력을 가하는 가진기 위에 기계실 시스템과 가진기를 일체형으로 연결할 지그를 제작하여 설치하고 그 위에 시험품을 결합한다. 가진기 가속도에 대한 시험품이 받는 가속도의 비로 구해지는 전달률을 측정하기 위해 가진기와 연결된 지그에 가속도계를 하나 부착하고 또 다른 가속도계는 압축기, 기계실 밀판, 응축기, 토출배관으로 이동하며 부착하여 측정한다.

측정주파수 범위는 냉장고 압축기의 운전회전수를 고려하여 1Hz ~ 100Hz, 가진 방법은 Sine sweep으로 했으며, 가진력과 응답 모두 Hanning함수를 가중치로 사용했다. 전달률 측정을 위한 주요측정 제원은 Table 2.2에, 전달률 측정 결과는 Fig. 2.6에 보인다. 이 그림을 검토해 보면 토출배관과 응축기, 기계실 밀판에서 압축기의 작동주파수인 57.5Hz에서 진동 전달률이 큰 것을

알 수 있다. 또한 진동 가속도 결과와 같이 기진원인 압축기의 전달률 보다 토출배관과 응축기, 기계실 밀판의 전달률이 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 토출배관의 경우에는 외팔보 형태로 되어 있어 압축기와의 공진으로 인해 진동 가속도 및 진동 전달률이 가장 크게 나오는 것으로 판단되며 토출배관과 연결되어 있는 응축기 역시 토출배관의 과다 진동에 의한 진동전달로 인해 진동 가속도 및 진동 전달률이 크게 나오는 것으로 판단된다. 그리고 기계실 밀판의 진동 전달은 압축기 하부를 지지하고 있는 마운트를 통한 것으로 판단된다.

Table 2.2 Specification of measurement device

Item	Device name
Signal analyzer	B&K 3550
Exciter	IMV VS-300-2
Accelerometer	MMF KD29 1048 MMF KD29 1034
Calibrator	RION VE-10
Frequency Span	1~100Hz
Exciting Function	Sine sweep
Weighting	Hanning
Resolution	200 line
FRF	Transmissibility
Averaging	200 times

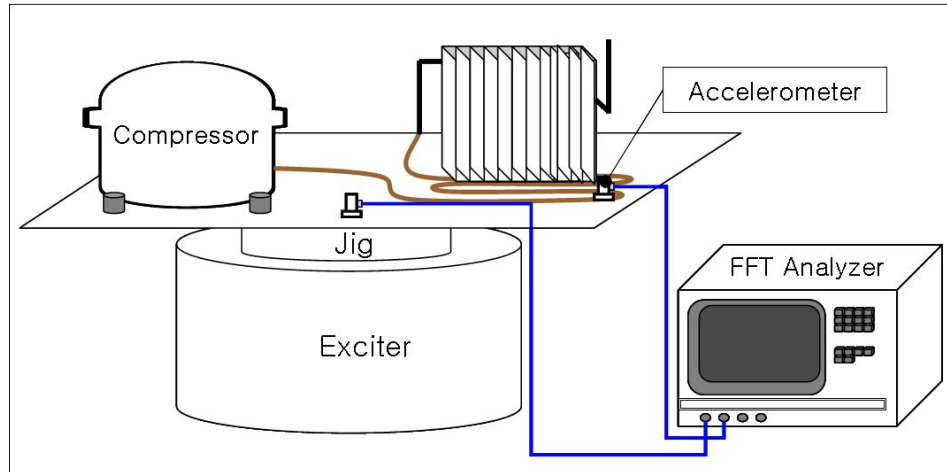


Fig. 2.5 Schematic diagram of experimental setup

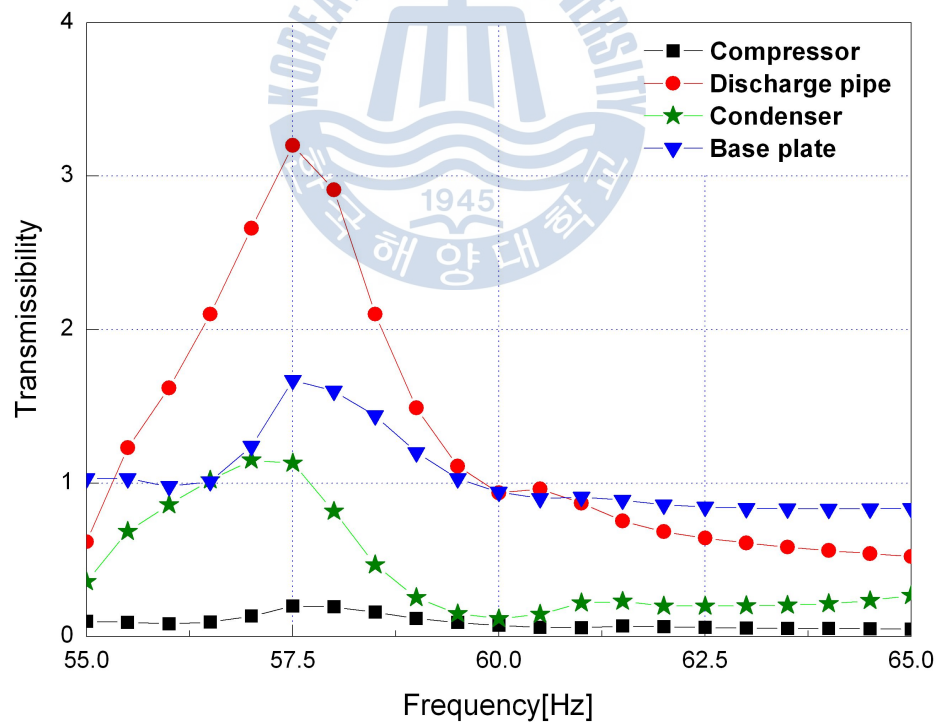


Fig. 2.6 Measured transmissibility

제 3 장 마운트 특성에 따른 진동전달 제어

3.1 마운트 특성

기계의 설치점이 탄성체인 경우에 진동 절연상 주의해야 할 사항은 탄성지지에 따른 기계의 고유진동수와 탄성체 고유진동수의 공진 여부이므로, 탄성체의 고유진동수 중 어느 것이든 기계의 상용 회전수 범위 내에서 기계로부터 발생하는 기진 진동수와 일치하여 공진이 일어나지 않도록 하는 것이 중요하다.^[10] 유연한 평판위에서 작동하는 압축기의 진동절연 문제는 정상상태로 압축기가 작동 될 때 회전부의 편심으로 인하여 생기는 진동 전달을 최소화하여 절연 시킬 수 있으며, 이를 위해 마운트의 최적 위치와 동특성을 파악할 필요가 있다.

마운트란 구조기인 소음을 줄이기 위해 사용되는 장치로서 기계와 구조물의 지지점 사이에 설치되어 기계로부터 구조물로 전달되는 소음원의 크기를 감소시키는 역할을 한다. 이때, 마운트의 성능은 기진력과 전달력의 비로 정의되는 진동절연 성능으로 표시하고 있으며, 대부분의 연구가 구조진동 절연의 관점에서 이루어지고 있다.^{[11][12]}

일반적으로 냉장고 기계실의 진동 전달저감을 위해 쓰이는 마운트에는 두 가지 종류가 있다. Fig. 3.1에 보이는 것과 같은 고무마운트와 스프링마운트가 있으며 냉장고 기계실의 특성에 따라 마운트의 재질이나 강성을 고려하여 선정한다. 일반적으로 고무마운트는 금속에 비하여 내부마찰이 크고 경제성, 성형의 용이성 때문에 기계구조물의 방충, 방음 및 방진재로 널리 이용되고 있다.^{[13][14]} 그러나 고무재료는 하중과 변형이 비선형 관계를 보이고 대변형 범위에서도 탄성거동을 나타내는 초탄성(hyper-elastic)특성을 보인다. 또한

시간에 따라 재료의 물성치가 변하는 점탄성(viscos-elastic)특성을 나타내는 등 매우 난해한 거동을 보인다. 따라서 고무부품의 효과적인 설계를 위해서는 고무재료의 특성을 잘 이해하고 이의 정적/동적 특성을 정확히 파악하여야 하는 문제점이 있다.^[15]

본 논문에서는 진동저감 성능이 뛰어난 스프링마운트를 저렴한 고무마운트로 형상을 변경하여 설계를 하고자 한다. 고무마운트의 설계 시 고유진동수 뿐 만 아니라 지지하고 있는 시스템의 무게 또는 의도적으로 가해지는 압축하중의 영향을 필히 고려하여야 한다. 이는 압축된 고무마운트가 전단하중을 받는 부품에 비해 훨씬 높은 유효탄성계수와 허용응력을 보이기 때문이다. 고무부품은 인장되어 사용되는 경우는 매우 드물고 대부분 압축된 상태로 그 기능을 발휘한다. 본 연구에서도 지지하중과 의도적으로 압축을 가했을 때의 고무마운트 동특성을 분석하고 이를 고려해서 설계 변경된 고무마운트를 제작하여 유용성을 검토하기로 하였다.

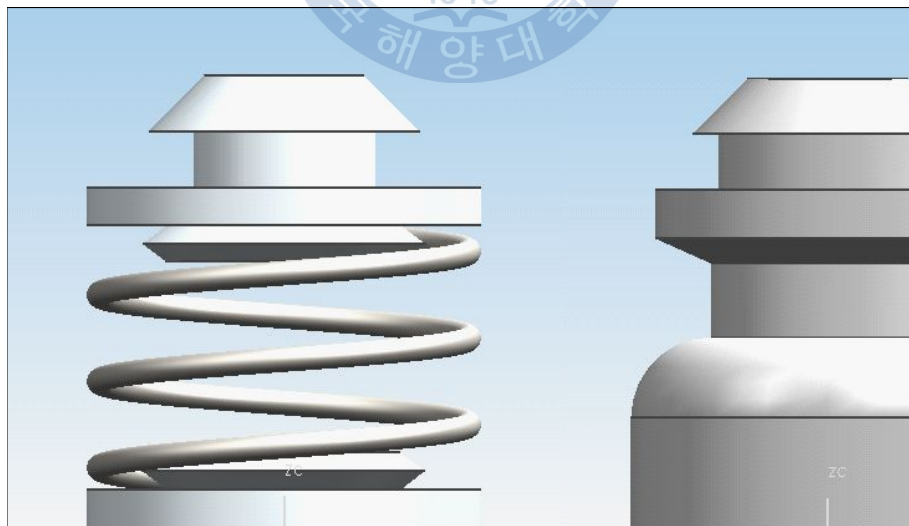


Fig. 3.1 Spring mount and rubber mount

3.2 마운팅 시스템의 진동 특성

3.2.1 압축기 마운트의 특성 분석

본 절에서는 압축기의 하부를 지지하고 있는 마운트 종류와 마운트에 가해지는 스톱퍼의 압축에 의한 특성을 알아보기 위해 기계실 시스템 중에서 압축기와 마운트, 마운트를 받치고 있는 기계실 밀판의 일부만 분리한 시험판을 제작하여 진동 전달 특성을 평가하였다. Fig. 3.2와 같이 압축기와 마운트 시스템을 분리하여 가진 실험으로 마운트 종류에 따른 고유진동수 및 전달률의 변화를 측정하였다. 또한 압축하중에 의한 스프링마운트와 고무마운트의 동특성 분석도 같은 방법으로 측정하였다.

이를 위해 Fig. 3.2에서와 같이 외력을 가하는 가진기 위에 압축기 마운트 시스템과 가진기를 일체형으로 연결할 지그를 제작하여 설치하고 지그 위에 압축기와 마운트 시스템을 결합하였다. 가진기와 연결된 지그에 가속도계를 하나 부착하고 또 다른 가속도계는 압축기 상부에 부착하여 측정하였다.

측정주파수 범위는 1Hz ~ 100Hz까지 하였고 가진 방법은 Sine sweep으로 했으며, 가진력과 응답 모두 Hanning함수를 Weight로 사용했다. 전달률 측정을 위한 주요측정 제원은 2장의 Table 2.2와 같다. 압축하중에 대한 측정제원 역시 Table 2.2와 동일하다. 압축기의 이탈 방지를 위한 목적으로 인위적인 압축을 가하는 스톱퍼의 유·무에 대한 스프링마운트와 고무마운트의 고유진동수 변화 및 전달률 변화도 측정하여 분석하였다.

이 결과를 Fig. 3.3에 보이며 이를 분석해 보면 원래 상태인 스톱퍼가 있을 때 보다 스톱퍼를 제거 하였을 때 스프링 마운트의 고유진동수는 10Hz, 고무마운트는 14Hz 낮아진다. 이는 두 가지 마운트에 스톱퍼가 일정 변위만큼 압

축을 가하여 마운트의 강성을 높이는 인자로 작용했다고 판단된다. 압축기의 작동주파수인 57.5Hz에서의 전달률 결과만을 정리하여 비교한 것을 Fig. 3.4에 보인다. 이를 검토해 보면 공진주파수인 57.5Hz에서의 전달률도 스톱퍼를 제거하였을 때 절반 이상으로 감소하는 것을 알 수 있다.

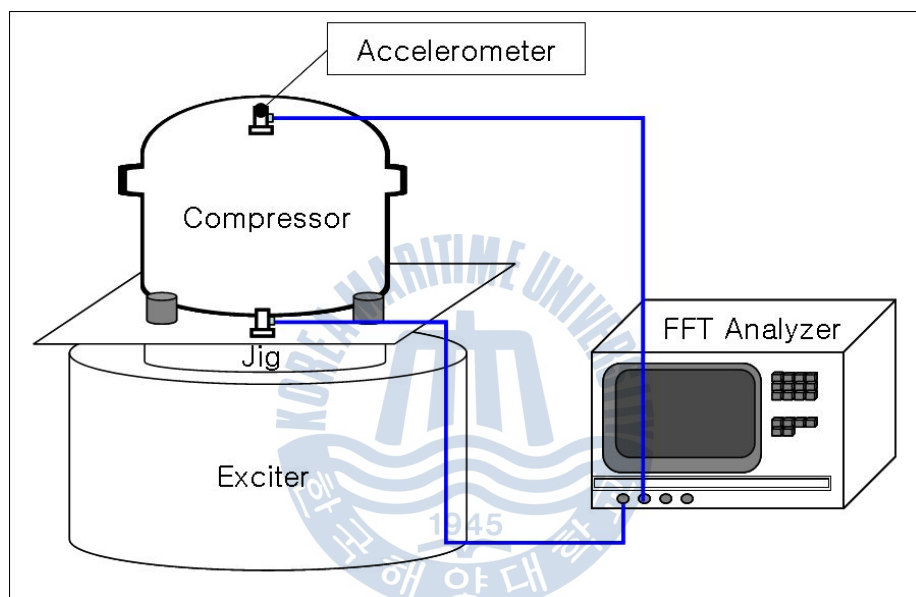


Fig. 3.2 Schematic diagram of experimental setup

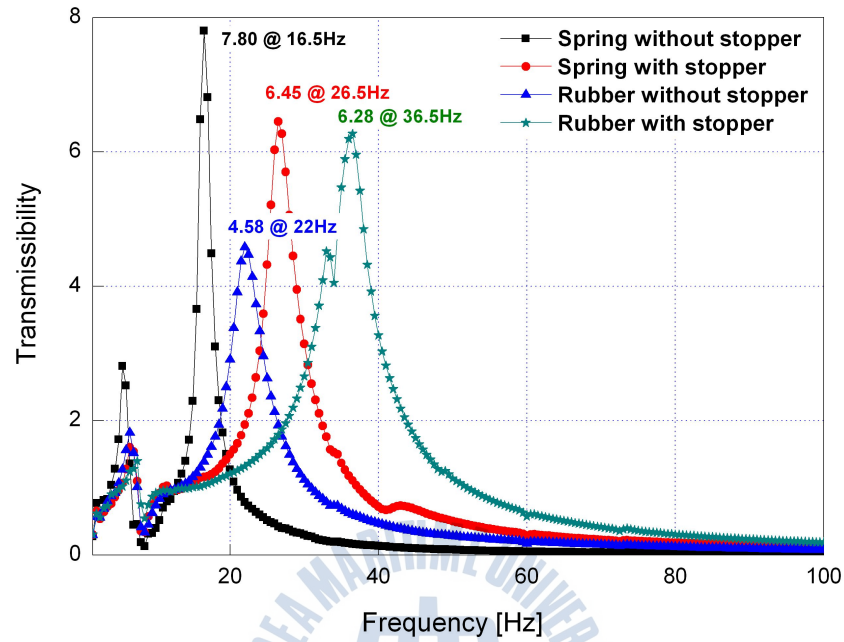


Fig. 3.3 Natural frequency and transmissibility on various condition

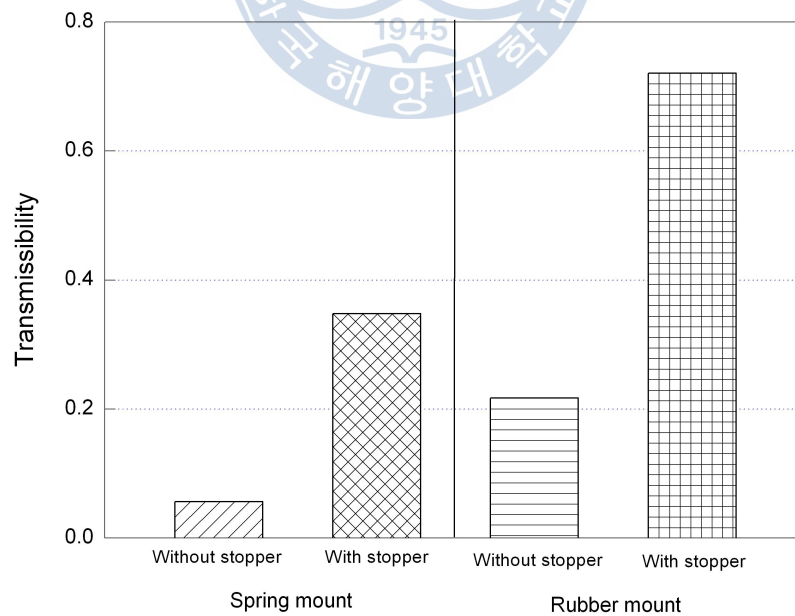


Fig. 3.4 Comparison of transmissibility at 57.5[Hz]

3.2.2 마운트 종류에 따른 스톱퍼의 영향

3.2.1절에서 스톱퍼가 마운트의 강성에 영향을 주어 고유진동수 및 전달률이 변화하는 것을 확인하였다. 여기서는 스프링마운트와 고무마운트에서 스톱퍼의 압축 변위에 따른 경향을 분석하기 위해 스톱퍼가 없는 상태에서부터 스톱퍼의 압축 변위를 마운트 높이를 고려한 0 ~ 15mm까지 압축 변위를 변경하면서 가진 실험을 하였다. 이를 통해 스톱퍼의 압축 변위에 따른 두 가지 마운트의 고유진동수 변화와 작동주파수인 57.5Hz에서의 전달률 변화를 얻을 수 있었다. 그 결과는 Fig. 3.5와 Fig. 3.6에 각각 보인다.

이를 검토해 보면 두 가지 마운트 모두 스톱퍼의 압축 변위가 커질수록 마운트의 강성이 높아져서 고유진동수와 57.5Hz에서의 전달률이 증가하고 있다. 또한 스프링마운트의 경우 초기 조건인 스톱퍼의 영향을 받지 않는 경우, 고무마운트보다 전달률 측면에서는 진동전달 저감 효과가 뛰어나다는 것을 알 수 있다. 그러나 전체적인 경향을 보면 스톱퍼에 의한 마운트의 압축 변위가 커질수록 스프링마운트는 고무마운트에 비해서 급격하게 전달률과 고유진동수가 커지는 경향을 나타내고, 고무마운트는 스프링마운트에 비해 고유진동수와 57.5Hz에서의 전달률이 완만하게 변화되는 경향이 나타나므로 이 경우에는 고무마운트의 진동저감 효과가 더 뛰어나다는 것을 알 수 있다.

실험 결과에서 보이듯이 스톱퍼의 영향을 받지 않는 조건에서는 스프링마운트의 진동전달 저감 효과가 고무마운트에 비해 좋게 나타나는 것을 알 수 있으나, 스톱퍼의 압축하중 변위에 대한 고유진동수 및 전달률의 전체적인 경향을 보면 스프링마운트에 비해 고무마운트의 진동전달 저감 특성이 좋은 것을 알 수 있다. 스톱퍼의 영향이 없는 경우에는 고무마운트 보다 스프링마운트가 진동전달 저감을 위한 마운트로 적합하다고 생각된다. 그러나 고무마운트의 특성인 내부마찰이 크다는 이점과 제작 원가의 절감, 성형의 용이성이 있으므로

로 스프링마운트의 강성과 같은 고무마운트를 제작할 수 있으면 진동전달 저감에도 효과적인 마운트를 설계할 수 있을 것으로 판단된다.

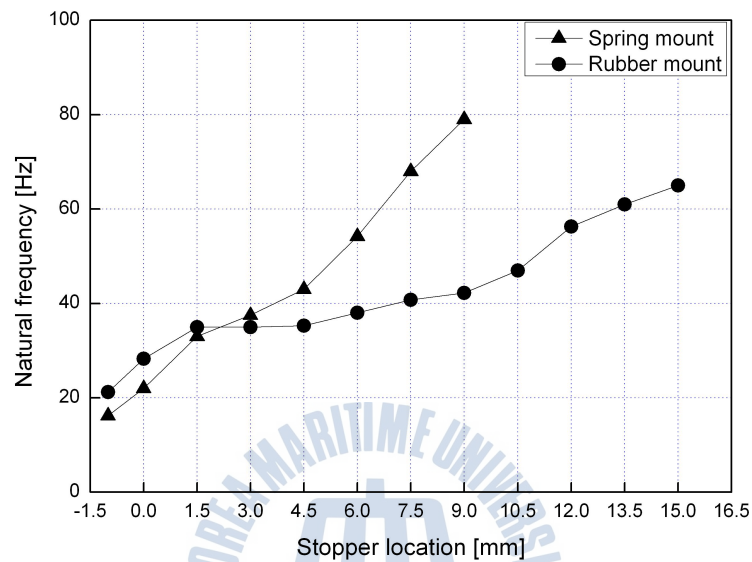


Fig. 3.5 Natural frequency by compressed stopper

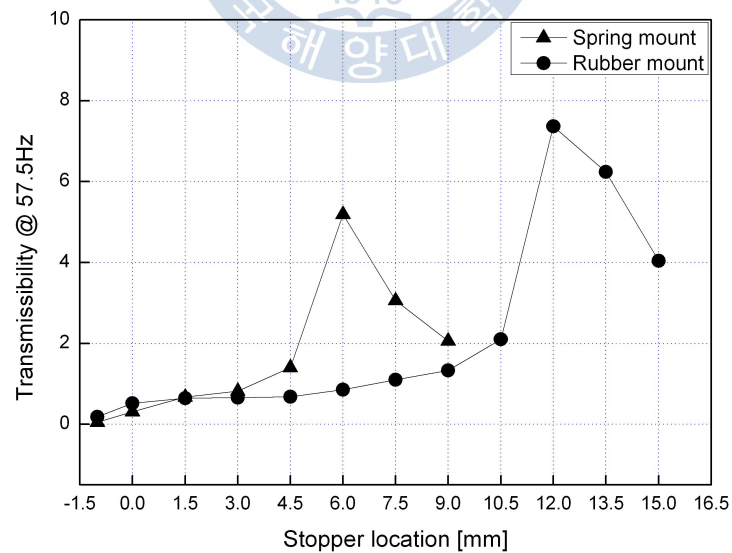


Fig. 3.6 Ttransmissibility at 57.5[Hz] by compressed stopper

3.3 진동 제어를 위한 마운트의 형상 변경 설계

스프링마운트는 스톱퍼의 영향을 받지 않을 때 고유진동수와 전달률 저감효과가 뛰어나고, 고무마운트는 압축 변위에 대해 전체적으로 안정적인 특성을 갖고 있다. 따라서 본 절에서는 스프링마운트가 가진 정강성을 고무마운트가 가질 수 있도록 고무마운트의 형상을 설계 변경하여 제작하고 검증 실험을 통하여 마운트 시스템에서의 진동 저감 효과를 확인한다.

고무마운트의 정강성을 알아보기 위한 실험으로 일정한 압축하중을 가하여 변위를 측정한 뒤 식(3.1)로부터 정강성을 구할 수 있다. 실험방법은 Fig. 3.7과 같이 고무마운트 4개 위에 10kg의 질량을 가하여 압축을 받은 마운트의 변위를 측정한 뒤 정강성을 구한다.

스프링마운트의 제원에 의하면 정강성이 5.978N/mm이며, Fig. 3.7과 같은 방법으로 실험을 통해 측정한 스프링마운트의 정강성은 5.833N/mm로 실험값과의 오차는 약 0.14N/mm 이다. 그러므로 이 결과는 공학적으로 문제가 없을 것으로 판단된다. 고무마운트의 정강성도 동일한 방법으로 측정한 결과 6.622N/mm을 얻을 수 있었다.

원래의 고무마운트에서 새로운 고무마운트로 형상 변경 설계를 위해 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 검증하였다.^{[12][16]} 유한요소해석 시에는 고무마운트 1개를 모델링하여 실험에서 사용된 10kg의 질량을 4등분한 값인 2.5kg의 질량을 가하여 변위를 해석하였다. 이 결과는 Fig. 3.8에 보이는 것과 같이 변위가 약 3.79mm로 실험과 해석에 의한 변위의 오차는 약 0.09mm, 정강성의 오차는 약 0.11N/mm 정도로 공학상 문제가 없을 것으로 판단된다. 또한 고무마운트의 강성이 스프링마운트보다 커서 전달률 및 고유진동수가 높게 나오는 것도 확인 할 수 있었다. 이러한 과정을 통해 해석결과가 신뢰성이 있는 것으로 판단되어 고무마운트 강성을 스프링마운트와 같은 정강

성을 갖기 위한 고무마운트의 설계 변경 안을 ANSYS를 이용하여 구하였다. Fig. 3.9와 같이 고무마운트의 구조상, 마운트 밑단의 둘레를 넓히거나 마운트 중간부의 두께를 줄이는 것이 정강성을 낮추기에 가장 적합한 것으로 판단되므로 이 두 가지 요인을 고려하여 해석을 수행하였다.

고무마운트의 둘레는 1mm씩 증가시키고 두께는 0.1mm씩 감소시키며 해석한 결과, Fig. 3.10과 같은 결과를 얻었다. 이 그림에는 스프링마운트의 변위를 기준으로 고무마운트의 둘레를 증가시키거나 두께를 감소시키며 해석한 결과가 비교되어 보이고 있다. 고무마운트의 두께를 줄이는 것과 둘레를 넓히는 것에 대한 경향을 비교해 보면 둘레를 넓히는 것이 정강성을 낮추는데 더욱 효과가 있는 것을 알 수 있다. 또한 고무마운트의 특성상 둘레를 6mm이상 증가시키거나 두께를 0.6mm이상 감소시킬 시 고무마운트의 내부구조가 바닥에 닿으면서 마운트로써의 역할을 하지 못하기에 이를 해석의 제한으로 하였다.

이런 해석 결과를 분석하여 최종적으로 선택한 설계 변경 고무마운트는 Table 3.1에 보이는 것과 같이 3가지로 하였다. 첫 번째 경우는 둘레를 2mm 증가한 것이고, 두 번째 경우는 둘레를 1mm 증가하고 두께를 0.1mm 감소한 것이며, 세 번째 경우는 두께를 0.2mm 감소한 것이다. 다른 경우를 적용할 수도 있지만 고무마운트의 구조적인 특성상 둘레를 더 증가시키거나 두께를 더 감소시키면 고무마운트 내부 구조물이 바닥에 닿는 것이 문제가 되고 둘레를 더 넓히면 기계실 밑판의 구조에 영향을 받는다는 점을 고려하여 앞의 3가지 설계 변경 안을 선정하였다.

Table 3.1 Three modified rubber mounts

Rubber mount	Original	Modified 1	Modified 2	Modified 3
Diameter	32mm	34mm	33mm	32mm
Thickness	3.5mm	3.5mm	3.4mm	3.3mm



Fig. 3.7 Photo of static stiffness experiment

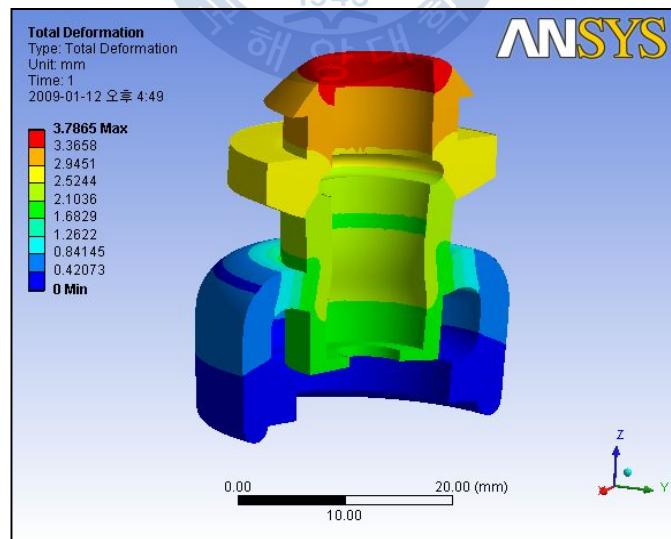


Fig. 3.8 Deformation analysis

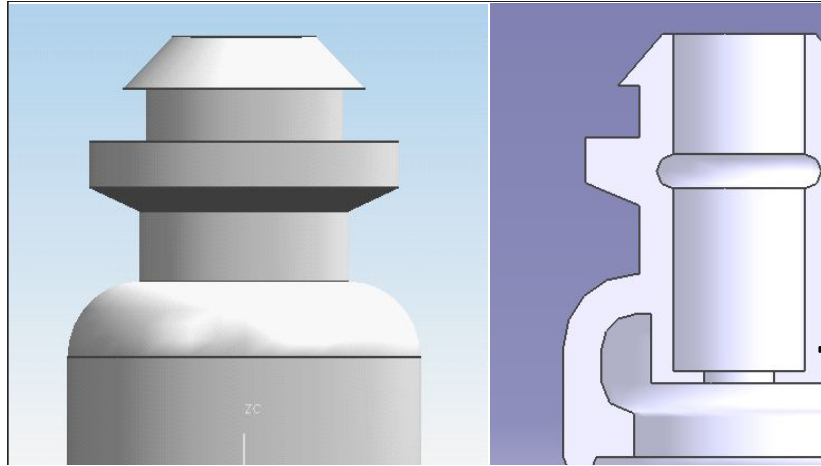


Fig. 3.9 Design factors of the rubber mount

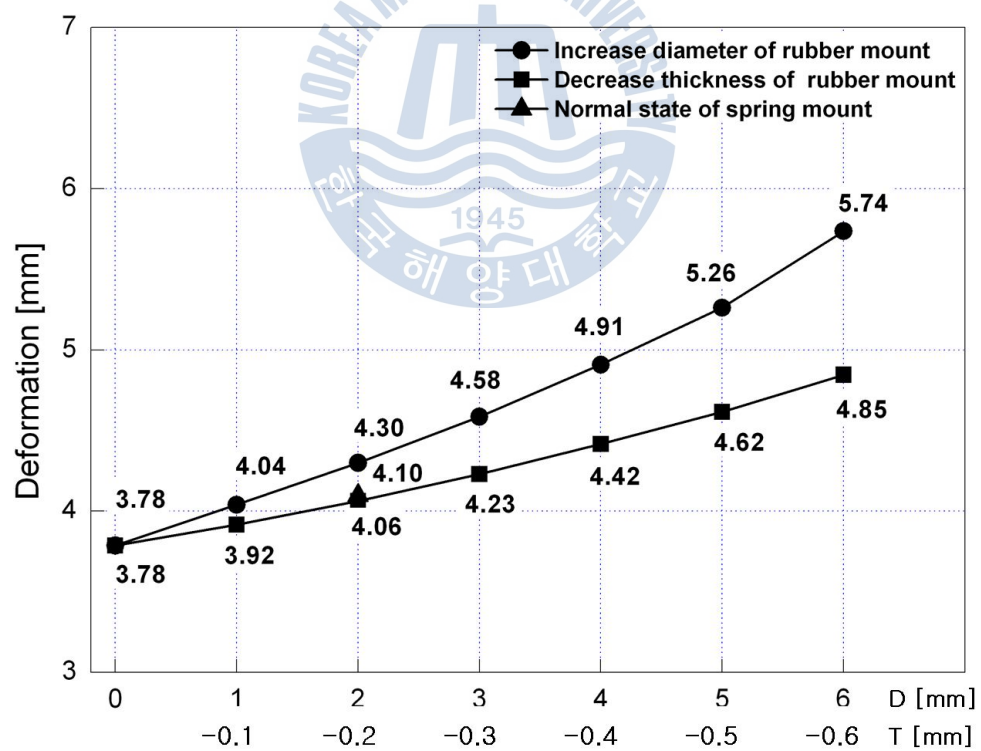


Fig. 3.10 Deformation by changing the design of rubber mount

3.4 검증 실험을 통한 진동 제어의 유용성 검토

본 절에서는 스프링마운트의 강성과 비슷하도록 변경한 3종류의 고무마운트를 제작하고 이들에 대한 전달률 및 고유진동수 변화를 측정하고 검토하였다. 또한 이들을 실제 냉장고에 적용하여 운전 상태에서 압축기의 진동 전달 제어 특성을 측정하고 분석 검토하였다.

3.4.1 가진 실험을 통한 새로운 마운트의 진동 제어 유용성 검토

스프링마운트와 원래의 고무마운트, 그리고 새로 설계 변경하여 제작한 3종류의 고무마운트에 대한 고유진동수 및 전달률을 가진 실험으로 측정하고 분석하였다. 또한 이들 마운트에 대한 스톱퍼의 유·무에 대한 영향도 평가하였다. 가진 실험 방법은 Fig. 3.2와 같으며 측정제원은 Table 2.2와 같다. 측정주파수 범위는 1Hz ~ 100Hz까지 하였고 가진 방법은 Sine sweep으로 했으며, 가진력과 응답 모두 Hanning함수를 Weight로 사용했다.

스톱퍼가 적용된 경우인 Fig. 3.11의 결과를 보면 스프링마운트와 원래의 고무마운트는 고유진동수 및 전달률에서 스프링마운트가 진동저감에 효과적인 것으로 보인다. 새로 설계 변경 되어 제작된 3가지 고무마운트는 원래의 고무마운트보다 고유진동수가 5Hz 낮아지고 스프링마운트보다 2Hz 높은 것으로 나타났다지만 고유진동수에서의 전달률은 새로 설계 변경된 고무마운트가 좋은 것을 알 수 있다.

Fig. 3.12에서와 같이 압축기의 작동주파수인 57.5Hz에서의 전달률을 비교 검토해 보면 스프링마운트와 새로 설계 변경된 3가지 마운트가 거의 동일한 전달률을 보이는 것을 알 수 있다. 스톱퍼의 영향을 받지 않는 조건에서 실험

한 결과를 나타낸 Fig. 3.13의 결과를 보면 새로 설계 변경된 마운트들이 스프링마운트보다 고유진동수는 높게 나왔으나 전달률 측면에서는 훨씬 좋은 경향을 나타내는 것을 알 수 있다. Fig. 3.14의 57.5Hz에서의 전달률 결과에서는 새로 설계·제작된 3종류의 고무마운트가 스프링마운트보다 진동저감 효과가 약간 떨어지나 이는 공학적으로 무시할 수 있는 수준으로 고무마운트의 감쇠에 의한 영향일 것으로 판단된다.



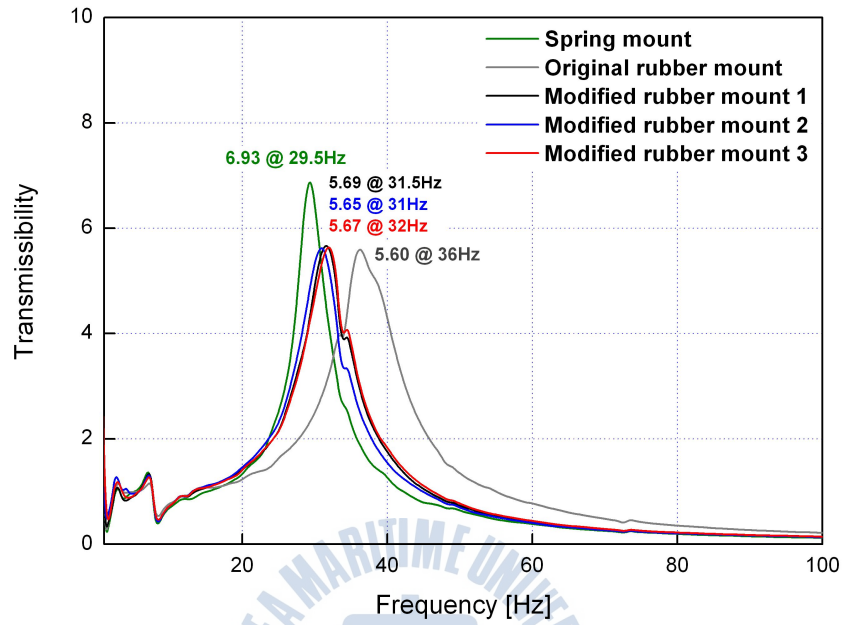


Fig. 3.11 Natural frequency and transmissibility with stopper by various mounts

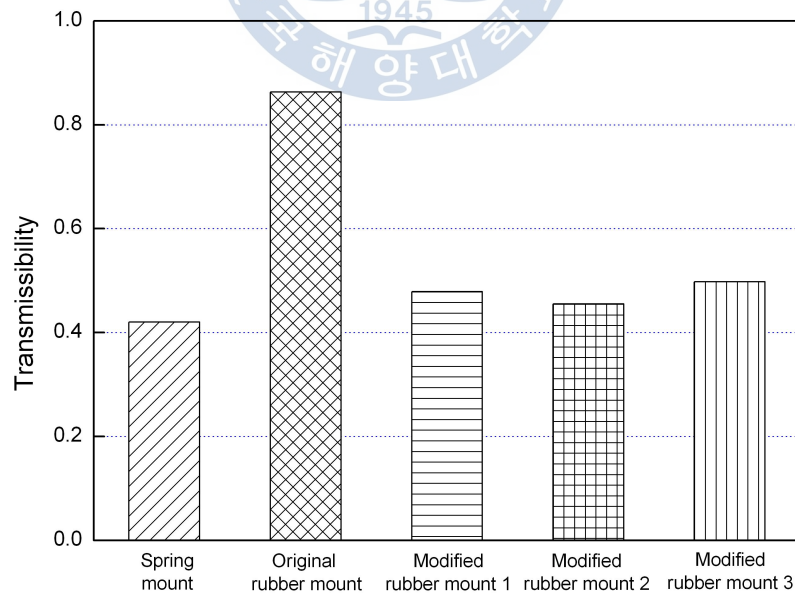


Fig. 3.12 Comparison of transmissibility at 57.5[Hz] with stopper

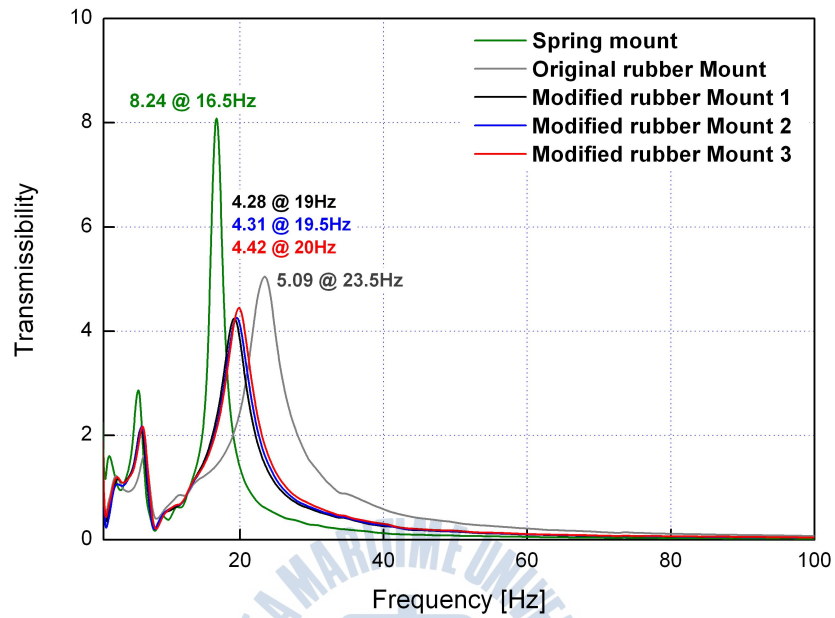


Fig. 3.13 Natural frequency and transmissibility without stopper by various mounts

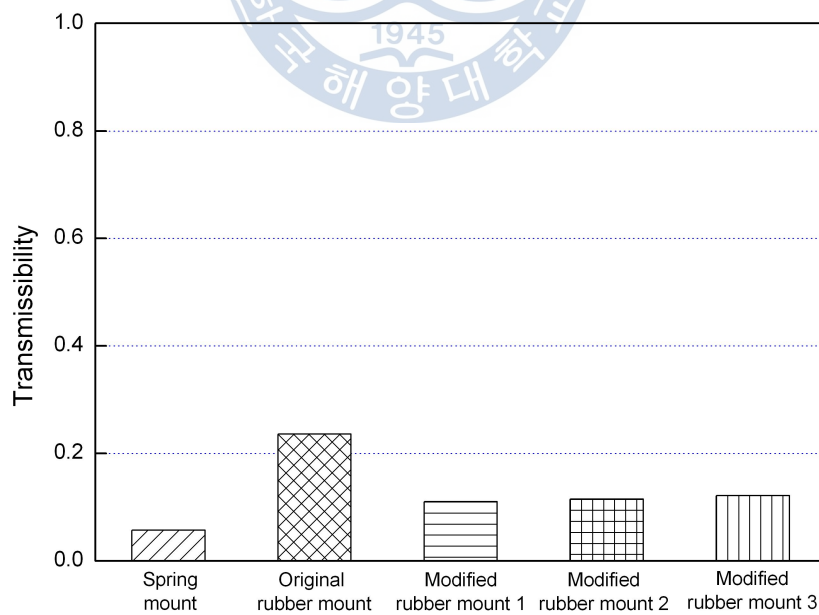


Fig. 3.14 Comparison of transmissibility at 57.5[Hz] without stopper

3.4.2 냉장고 운전 상태에서 새로운 마운트의 진동 제어 유용성 검토

실제 냉장고 운전 상태에서 새로 설계·제작된 고무마운트를 장착하여 기진 원인 압축기의 진동이 마운트 하부의 기계실 밑판으로 얼마나 전달되어지는지 알아보기 위해 기계실 밑판에서 진동 가속도를 측정해 보았다. 측정 주파수 범위는 1Hz ~ 100Hz로 했으며, 실험의 신뢰성을 확인하기 위해 200회 측정된 진동 값을 평균하였다. 진동 측정 센서는 가속도계를 사용했으며, Hanning 함수를 weight로 사용 하였다. 측정제원은 Table 2.1과 같으며, 마운트 하부 기계실 밑판의 측정 위치는 Fig. 3.15와 같다.

스프링마운트와 원래의 고무마운트, 새로 설계 변경한 3종류의 고무마운트를 각각 냉장고 기계실에 장착하여 진동 가속도를 측정한 결과 Fig. 3.16과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 전부 5종류의 마운트 중에서 실제 냉장고가 운전 중인 상태에서 압축기의 진동 전달을 가장 효과적으로 제어 할 수 있는 마운트는 Modified 2 고무마운트로 생각된다. 원래의 고무마운트와 스프링마운트를 비교하면 압축기 작동 주파수인 57.5Hz에서 스프링마운트의 진동저감 효과가 뛰어나지만 새로 제작된 3종류의 고무마운트는 모두 다 스프링마운트보다 진동저감 효과가 좋은 것을 알 수 있다.

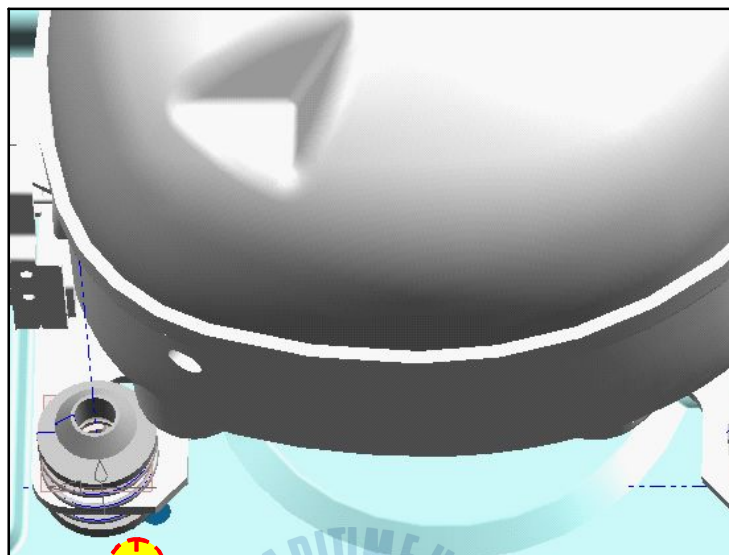


Fig. 3.15 Vibration acceleration measuring position in the machine room

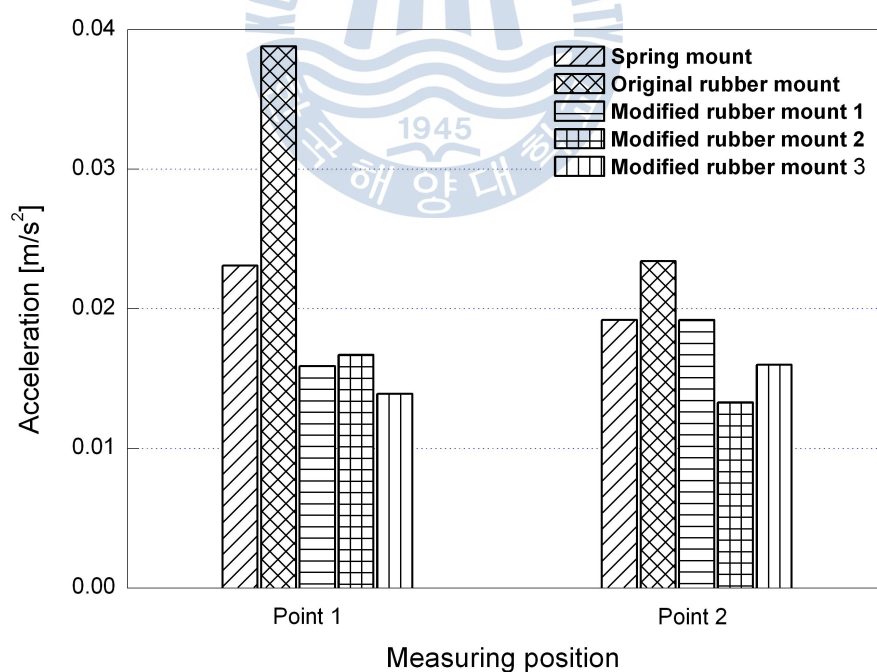


Fig. 3.16 Vibration comparison in the machine room on various mounts

제 4 장 토출배관에 대한 진동전달 제어

4.1 토출배관의 진동전달 특성

증발기에서 보내지는 고온·고압의 냉매 가스는 압축기와 연결된 흡입배관에서 흡입하여 압축기와 응축기 사이에 연결된 토출배관을 통해 냉매가 전달되는데 이 과정에서 압축기 진동에 의한 토출배관의 진동이 문제가 있다는 것을 2장에서 확인하였다. 흡입 배관은 기계실 천장과 단단히 고정되어 있어서 진동전달의 영향을 받지 않으나, 외팔보 형태의 토출배관은 압축기 진동을 그대로 전달한다. 본 논문에서 실험에 사용한 냉장고는 기계실의 토출배관 진동이 기진원인 압축기의 진동보다 약 9배 이상 큰 것을 2장의 Fig. 2.3에서 확인하였다. 이는 압축기의 작동주파수와 토출배관의 고유진동수가 일치한 공진으로 인해 과다진동이 유발된 것으로 판단된다. 그리고 외팔보 형태의 토출배관에서 공진이 발생할 때 진동 변위가 커져서 기계실 밀판을 두드리는 접촉이 발생하여 소음을 발생시킬 수도 있으므로 설계 시 이를 고려하여 제어하여야 한다.

4.1.1 가진 실험을 통한 고유진동수 확인

압축기의 작동주파수와 토출배관의 고유진동수가 일치하여 공진이 발생하는 것을 확인하기 위해 가진 실험으로 토출배관의 고유진동수 및 전달률을 측정하였다. 이 실험은 2장의 Fig. 2.5에서와 같이 외력을 가하는 가진기 위에 지그를 설치하여 시험품을 연결하고 시험품 위에 가속도계를 부착하여 시행하였다. 측정주파수 범위는 1Hz ~ 100Hz로 정하고 가진 방법은 Sine sweep으로

로 했으며, Weight는 Hanning함수를 사용하였다. 전달률 측정을 위한 주요측정 제원은 2장의 Table 2.2와 같다.

토출배관의 전달률 측정결과인 Fig. 4.1을 검토해 보면 토출배관이 압축기의 작동주파수인 57.5Hz와 동일한 고유진동수를 가진다는 것을 알 수 있다. 이 실험에서는 토출배관이 압축기와 응축기에 연결된 상태이므로 압축기나 응축기의 영향을 받을 수 있다는 판단 하에 토출배관만의 고유진동수를 측정하기 위해 토출배관의 주파수응답함수를 측정하고 분석하였다.^[17]

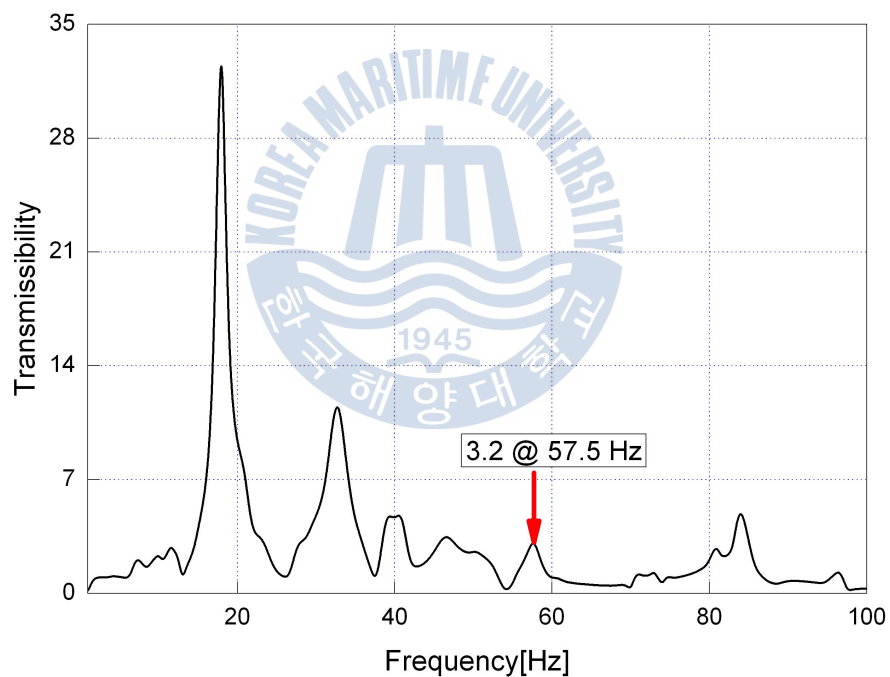


Fig. 4.1 Natural frequency of discharge pipe

4.2 토출배관의 실험모드해석

토출배관이 가지고 있는 고유진동수와 진동모드를 파악하기 위해 실험모드 해석을 수행하였다. 실험모드해석에서 주파수응답함수를 측정할 때 주요 고려 사항은 측정점과 가진점 수를 어떻게 정할 것인가이다. 일반적으로 측정점은 모드의 절점을 피하여 정하고, 가진점 수는 대상주파수 영역내의 고유진동모드를 파악할 수 있도록 정하게 된다.^[18] 본 논문에서는 토출배관의 형상에서 밴딩이 가해진 부분을 피하여 측정점을 정하였고, 임팩트 해머로 가진하는 가진 점으로는 수직방향 13점, 수평방향 13점으로 하였다. Fig. 4.2에 보이는 사진과 같이 기계실의 압축기와 응축기를 연결하는 실제 토출배관을 사용하여 수직방향과 수평방향, 총 26개의 위치에 대해 주파수응답함수를 측정하였다. 측정주파수 범위는 관심주파수인 57.5Hz가 포함되는 100Hz로 설정하였다. 구속 경계조건을 만들기 위해 토출배관의 끝부분을 별도의 지그에 고정하여 지지하였다. Fig. 4.3은 실험모드해석을 위한 실험방법을 나타낸 것이다. 임팩트 해머로 토출배관을 가진 하였는데, 이때 임팩트 해머의 팁은 토출배관의 휨 방지를 위해 강철 팁이 아닌 플라스틱 팁을 사용하였다. 실험에 사용된 신호 분석기로는 B&K 3550이 사용되었고 3회의 임팩트 해머가진을 수행하여 임팩트 해머의 힘에 대한 가속도계의 응답인 이너턴스(inertia)로 주파수응답함수를 측정하고 이를 분석하여 총 7개의 고유진동수를 얻었다.

Table 4.1은 수평방향에 대해서 주파수응답함수로부터 구한 고유진동수와 각 측정위치에 대한 이너턴스의 허수부 값을 정리한 것이고, Fig. 4.4는 측정 결과를 최대허수법을 이용해 그래프로 나타낸 고유진동수들이다. Table 4.2는 수직방향에 대해 측정한 주파수응답함수로부터 구한 고유진동수와 각 측정위치에 대한 이너턴스의 허수부 값을 정리한 결과이고, Fig. 4.5는 측정

결과를 최대허수법을 이용해 그래프로 나타낸 고유진동수들이다. 이들 결과를 분석해 보면 토출배관의 고유진동수 중에 압축기의 작동주파수와 일치하는 공진주파수가 존재하는 것을 알 수 있다. 이는 토출배관 설계 시에 이러한 과정을 거쳐 공진여부를 확인하여야 하나 이를 확인하지 않은 결과로 냉장고 운전 중에 토출배관의 설치환경에 따라 기계실 바닥을 가진 할 수도 있는 가능성이 설계단계에서 부터 존재하고 있었음을 파악할 수 있었다.

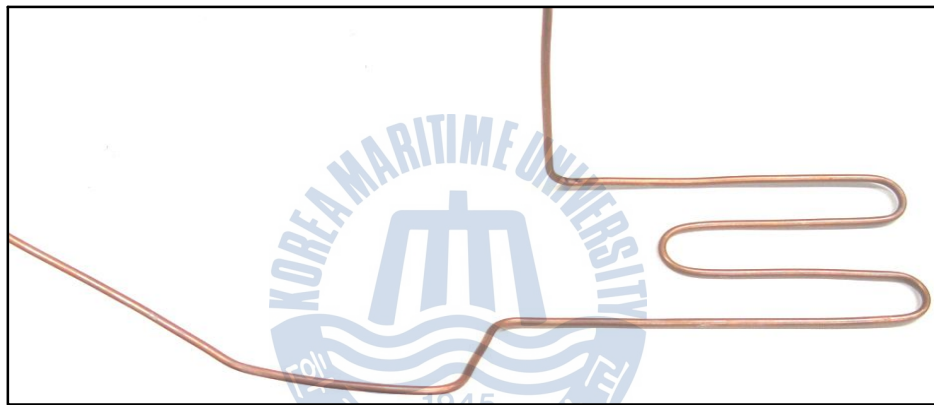


Fig. 4.2 Discharge pipe for Measurement

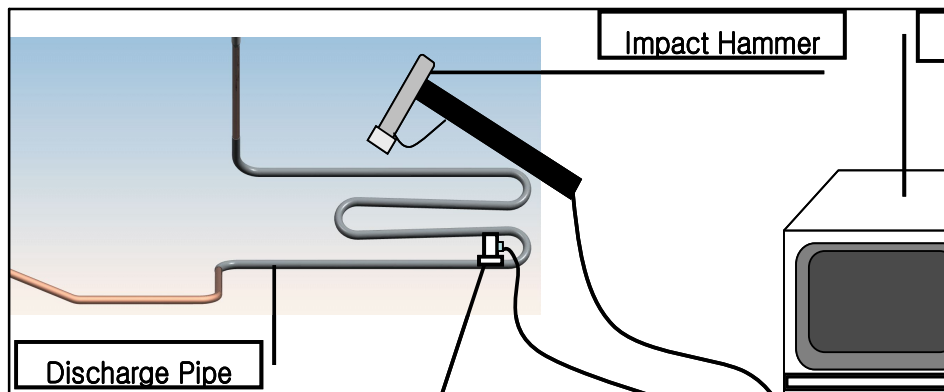


Fig. 4.3 Schematic diagram of modal test

Table 4.1 Modal test results at transverse direction

Point \ Hz	12.5	18.5	40	58	83.5	93
1	-4.94	1.57	-2.06	2.83	0.14	0.15
2	-35.20	-3.77	26.70	-56.30	-37.80	29.20
3	-164	-23.30	136	-41	-261	61.50
4	-283	-26.20	147	-186	-353	66.50
5	-435	-34.60	50.20	-171	-515	37.70
6	-689	-25	-45.70	-110	-469	-44.20
7	-261	-92.70	115	-69.90	407	-87.30
8	-333	-128	145	-34.60	717	-202
9	-479	-142	-20.8	105	949	22.80
10	-304	-97.90	163	284	396	60
11	-200	-64.20	354	216	-127	36.60
12	-134	-39	278	406	-338	42.60
13	-7.72	-6.94	111	67.70	-153	12.10

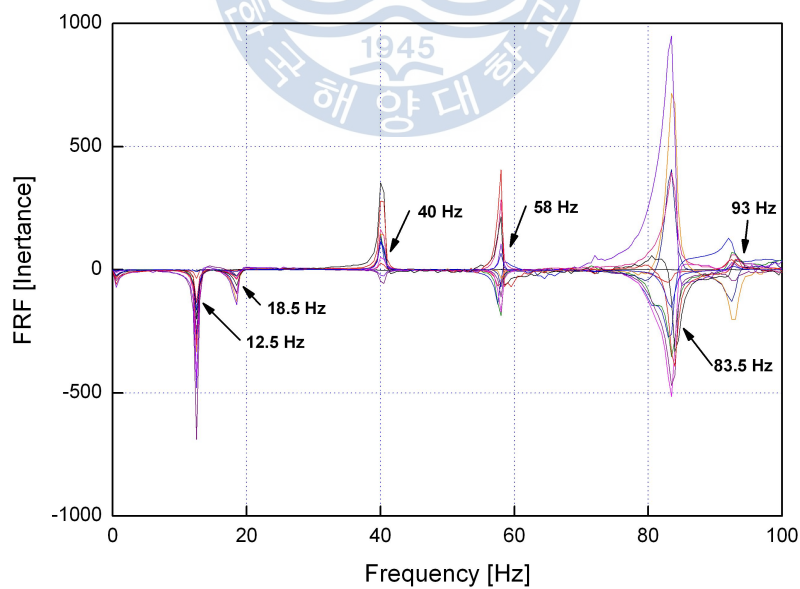


Fig. 4.4 Natural frequency at transverse direction

Table 4.2 Modal test result of vertical direction

Hz Point	18.5	40.5	57.5	72.5	81.5	85.5	93
1	3.57	-5.17	0.67	-8.14	7.73	32	-0.35
2	-17.60	-71.80	1.32	-113	59.40	237	6.17
3	-125	-202	-12.10	-234	187	383	-36.40
4	-215	-40.20	-33.30	-265	69.60	848	38.90
5	-344	-244	-26.70	-189	124	66.70	-8.56
6	-479	-450	-13.10	-82.70	-68.60	-1420	-44.80
7	-424	-379	2.94	54.30	-86.20	-1460	-26.40
8	-282	36.20	8.34	-72.50	216	826	-66.70
9	-263	64.90	42.40	49	281	1480	-183
10	-414	-93.10	24.20	359	-51.50	1150	18.60
11	-466	146	41.10	442	-42	919	9.71
12	-223	211	73.10	119	59	674	37.80
13	-87.80	134	36.30	24.70	143	269	5.48

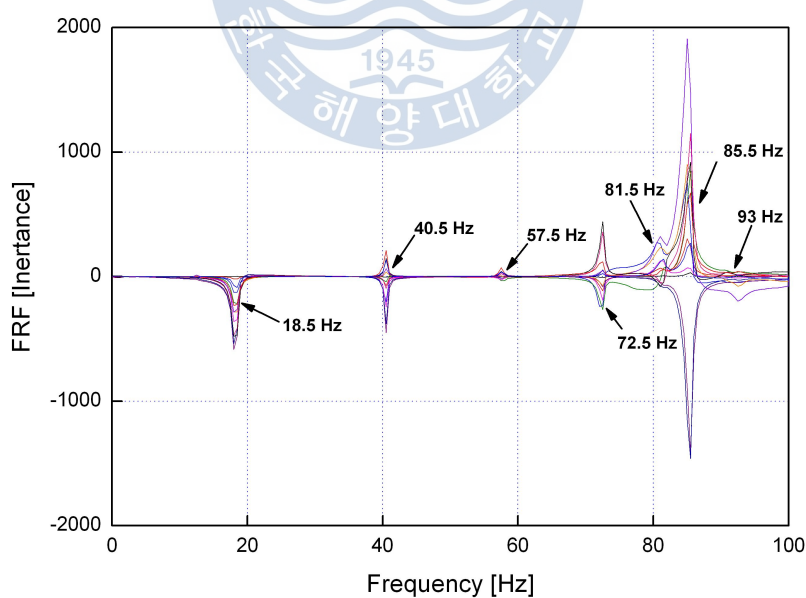


Fig. 4.5 Natural frequency at vertical direction

4.3 토출배관의 유한요소해석

토출배관의 공진주파수인 57.5Hz에서 어느 부위가 가장 변위가 큰지 모드 형상을 통해 알아보기 위하여 유한요소해석을 하였다. 토출배관의 유한요소해석은 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용 하였으며 이를 통해 모드해석을 수행하였다.

모드해석이란 구조물의 진동 현상을 파악하는데 있어서 구조물의 고유진동수와 고유모드를 찾아내고 이것을 이용하여 구조물의 진동 특성을 파악하는 해석법을 말한다. 물체가 힘을 받아 초기 변형을 한 뒤 그 힘을 제거하면 복원력에 의하여 진동하게 되는데 그 때의 진동 형태는 초기 변형에 따라 크게 좌우되고 단위 시간에 진동하는 횟수 역시 변형 형태에 따라 달라진다. 이때 진동하는 모양을 고유 모드라 하고, 그 진동하는 횟수를 고유 진동수라 한다. 바꾸어 말하자면 초기의 변형 형태에 따라 수많은 모드와 진동수를 가지게 된다. [1][18]

토출배관의 모델링은 Fig. 4.6과 같이 상용 설계 프로그램인 UG NX5를 사용하였으며, 모델링된 3D 파일은 parasolid의 형태로 저장하여 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS와 연동해서 해석하였다. 토출배관의 양 끝단은 실험모드해석시와 비슷한 조건이 되도록 양단을 고정한 것으로 하여 모드해석을 수행하였고, 토출배관 재료의 물성치는 ANSYS 프로그램에서 주어지는 구리합금을 적용하였다. [18]

토출배관의 모드해석 결과는 Fig. 4.7과 같으며 압축기의 작동주파수인 58Hz에 고유진동수가 존재함을 확인하였다. 이는 실험모드해석에서와 유사한 값으로서 모드해석 적용을 위한 모델링의 신뢰성을 확인 할 수 있었다. 이 고유진동수에 대한 토출배관의 진동모드를 검토한 결과 모드 형상은 위에서 보았을 때 토출배관의 오른쪽 끝단에서 좌우로 변위가 크게 발생하고 옆에서

보았을 때는 위아래로 변위가 크게 발생함을 알 수 있다. 이 진폭이 냉장고 운전 시에는 증폭되어 토출배관의 설치 환경에 따라 기계실 밀판을 두드리게 된다. 따라서 토출배관이 기계실 밀판과 접촉하는 것을 방지하기 위해서는 토출배관의 고유진동수를 변경하는 것이 바람직하다. 토출배관의 고유진동수를 변경하는 방법으로는 토출배관의 길이, 두께 등의 형상과 재질을 적절히 바꾸면 되는데 냉장고의 성능에 미치는 영향을 검토해야 하므로 여기서는 토출배관의 형상과 재질은 그대로 두고 고유진동수를 변경하는 방안을 검토하였다.

토출배관을 현재 상태 그대로를 유지하면서 고유진동수를 변경하는 것은 토출배관을 바닥에서 지지하거나 토출배관 위에 위치한 응축기에 매다는 것을 생각할 수 있는데, 토출배관을 바닥에 지지하면 토출배관의 진동이 그대로 기계실 바닥에 전달되므로 바람직하지 않다.

따라서 본 연구에서는 토출배관보다 상대적으로 큰 질량을 갖는 응축기에 토출배관을 적절한 방법으로 매달아 고유진동수도 변경하고 원천적으로 토출배관이 기계실 바닥을 두드릴 수 없게 하는 방안을 검토하였다. 냉장고 운전 중에 토출배관의 진동 변위는 오른쪽 끝단이 가장 크므로 이 부분을 응축기와 연결하는 위치로 정하고 적절한 연결 방안을 검토하여 연결도구를 제작해 이에 대한 타당성을 실험으로 확인하였다.

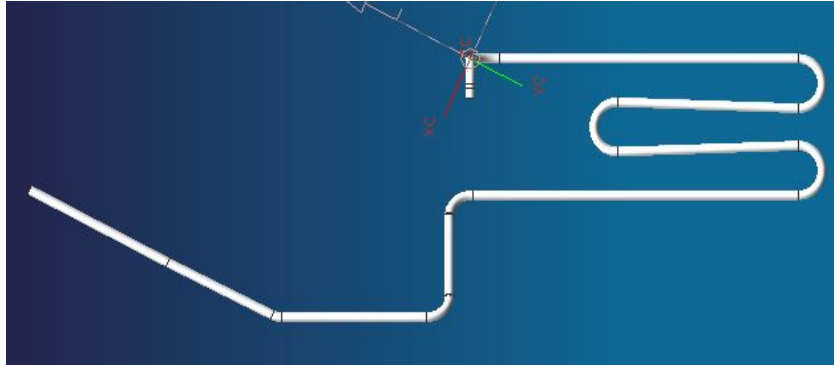
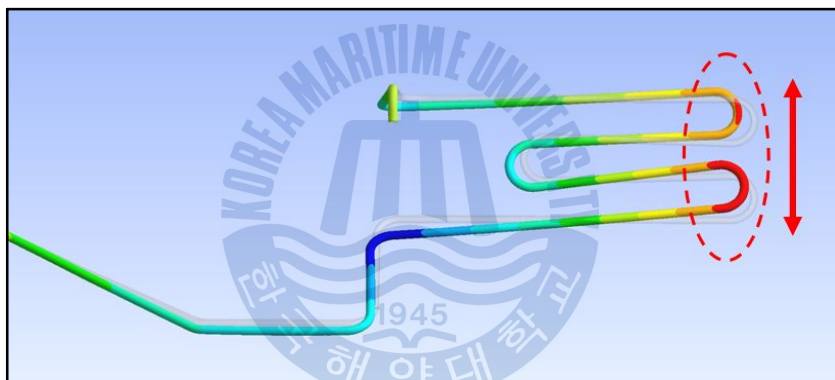
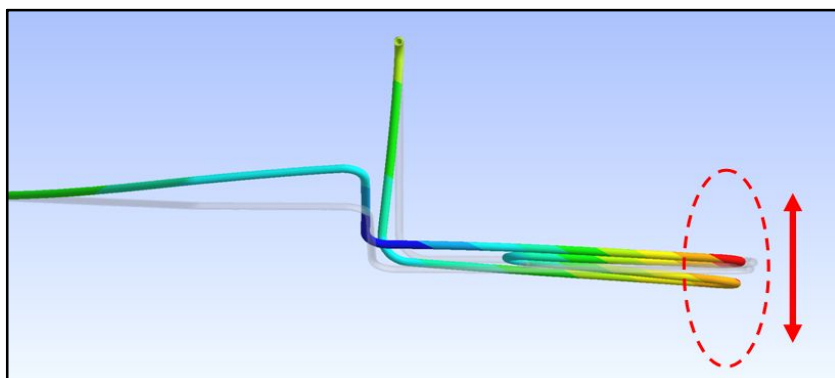


Fig. 4.6 Discharge pipe modeling



(a) Top view



(b) Side view

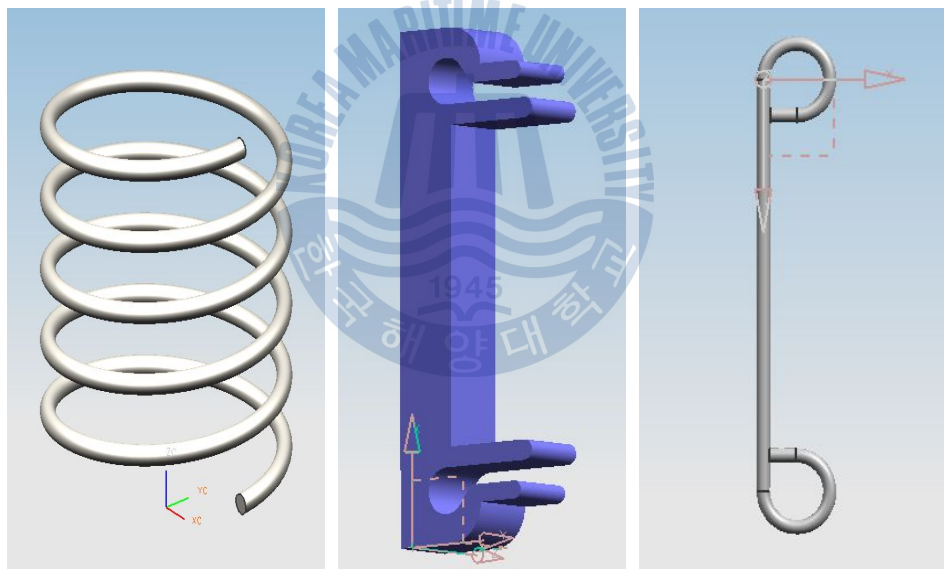
Fig. 4.7 Mode shapes at 58[Hz]

4.4 공진주파수 변경 및 접촉 방지를 위한 부착물 적용

냉장고 기계실의 특성상 기계실 밑판에는 물이 자주 고이며 압축기와 토출배관, 응축기는 고온·고압의 냉매가 지나가며 뜨겁게 달궈져 있다. 이를 고려하여 토출배관과 기계실의 접촉을 방지하기 위한 부착물의 재료와 설계 형태를 결정하였다. 부착물을 적용 할 위치로는 토출배관과 가까우며 기계실 밑판의 물고임에 대한 영향을 받지 않고 기계실 천장에 단단히 고정되어 있는 응축기에 연결하는 것이 바람직하다. 연결될 부착물의 설계 형태는 Fig. 4.8에 보이는 것처럼 감쇠 효과가 있는 스프링과 단단히 고정할 수 있는 철선, 그리고 간단한 방법으로 토출배관과 응축기를 연결하며 고정할 수 있는 형태의 플라스틱이다. 이 3가지 부착물은 각각 토출배관의 오른쪽 끝단과 응축기 오른쪽 하부에 연결을 하였다. 부착물을 연결한 상태에서 가진 실험을 통해 고유진동수 및 전달률에 대한 결과를 분석하였다. 가진 실험의 측정방법은 2장의 Fig. 2.6과 같고 측정제원은 Table 2.2와 같다. 부착물들에 대한 측정 위치 및 측정 결과는 Fig. 4.9 ~ Fig. 4.16에 보이고 있다. 응축기에서 전달률을 측정한 Fig. 4.10의 결과 그래프를 보면 압축기의 작동주파수인 57.5Hz에서 부착물을 적용하지 않은 상태 보다 부착물을 적용하였을 때 전달률의 감쇠 효과가 나타난다. 스프링 부착물 적용 시 57.5Hz에서의 전달률이 감소하면서 동흡진기 효과를 나타내며 공진 영역을 회피하였고, 플라스틱 부착물에서는 57.5Hz의 공진주파수에서의 전달률이 줄어들면서 57.5Hz의 공진주파수를 회피하는 것을 알 수 있다. 토출배관에서의 전달률을 측정한 Fig. 4.12의 결과를 보면 부착물인 스프링과 철선은 57.5Hz의 고유진동수가 존재하며 그때의 전달률이 거의 동일하게 나왔으나 플라스틱 부착물의 경우에는 압축기 작동주파수인 57.5Hz에서 토출배관의 고유진동수가 62Hz까지 증가하면서 공진 영역에서 완전히 회피 하였다. 그리고 Fig. 4.14의 결과에서 보듯

이 부착물의 적용 여부에 대해 압축기의 전달률에는 영향이 거의 없는 것으로 나타난다. 그리고 기계실 밀판의 전달률 측정 결과인 Fig. 4.16을 보면 플라스틱 부착물이 전동저감에 가장 효과적인 것을 알 수 있다.

부착물의 종류 및 적용 여부에 따른 가진 실험의 결과 플라스틱 부착물이 고유진동수 회피 및 진동 전달 저감에 효과적인 것을 알 수 있었고 토출배관과 응축기를 연결하여 고정시킴으로써 기진원인 압축기에는 큰 영향을 주지 않는다는 것을 알 수 있다.



(a) Spring modeling (b) Plastic modeling (c) Iron wire modeling

Fig. 4.8 Alternative products for preventing contact

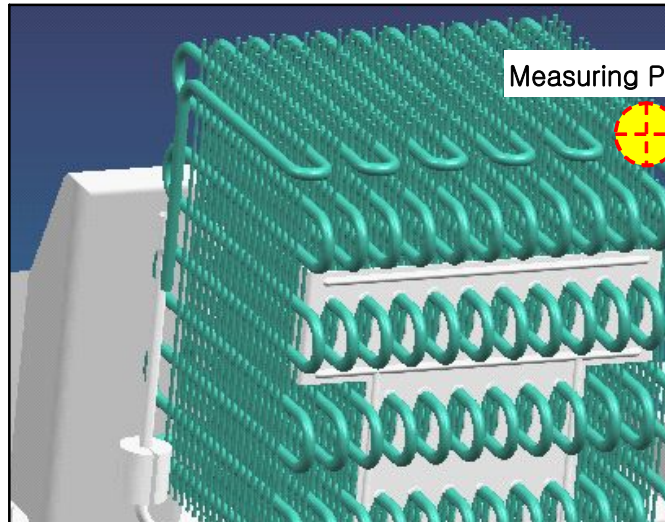


Fig. 4.9 Measuring position at the condenser

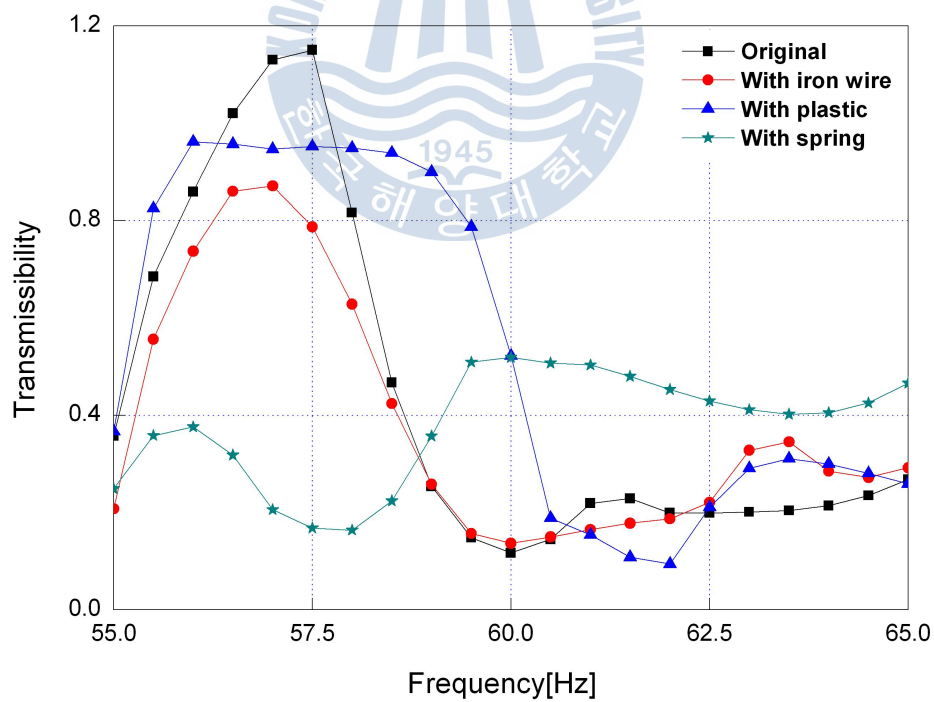


Fig. 4.10 Transmissibility measurement at the condenser

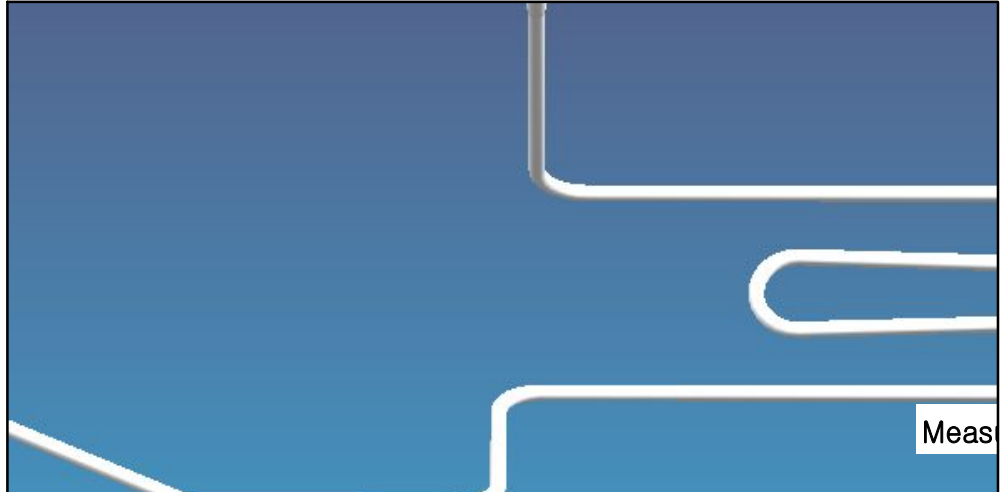


Fig. 4.11 Measuring position at the discharge pipe

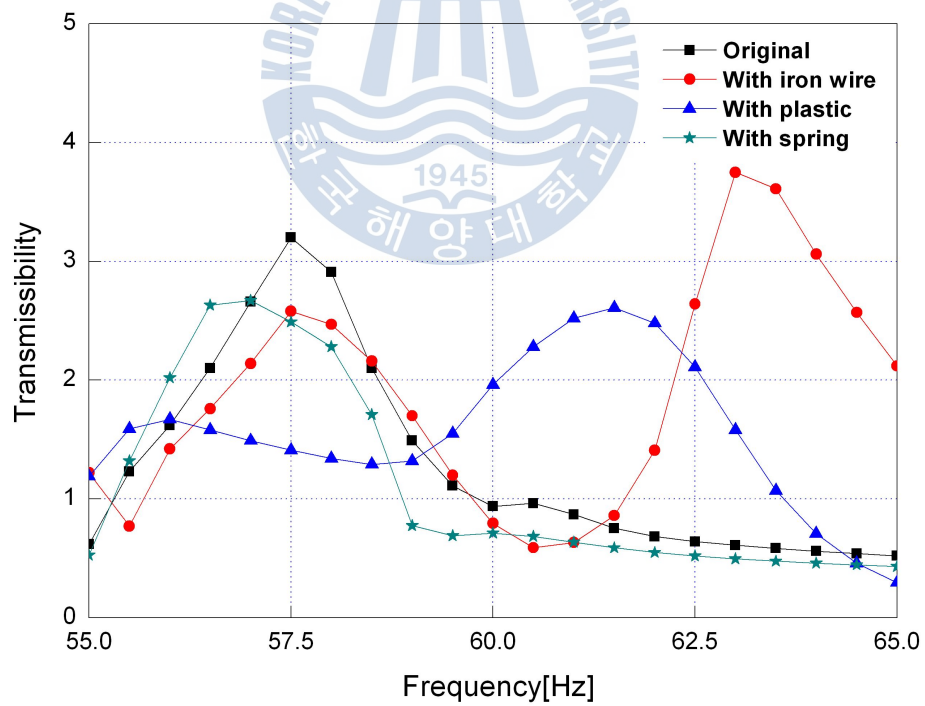


Fig. 4.12 Transmissibility measurement in the discharge pipe

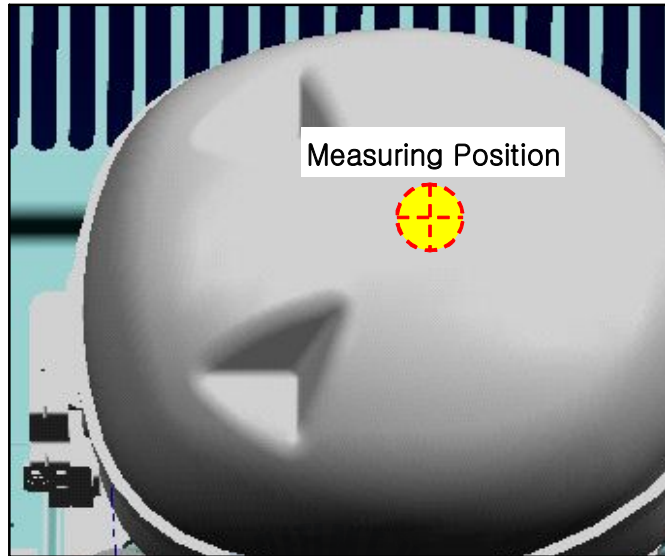


Fig. 4.13 Measuring position at the compressor

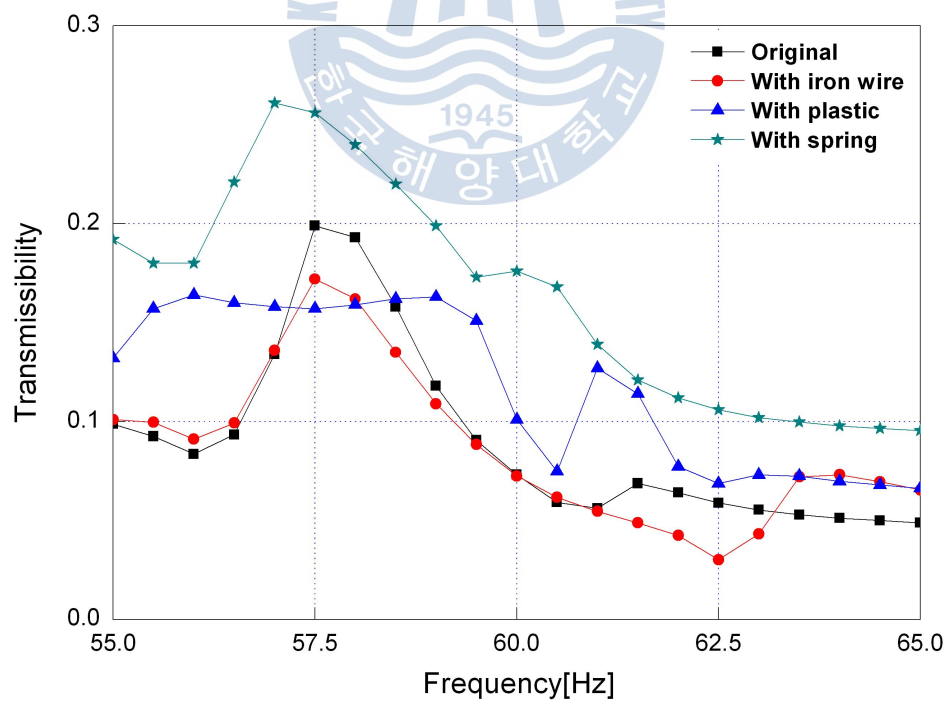


Fig. 4.14 Transmissibility measurement at the compressor

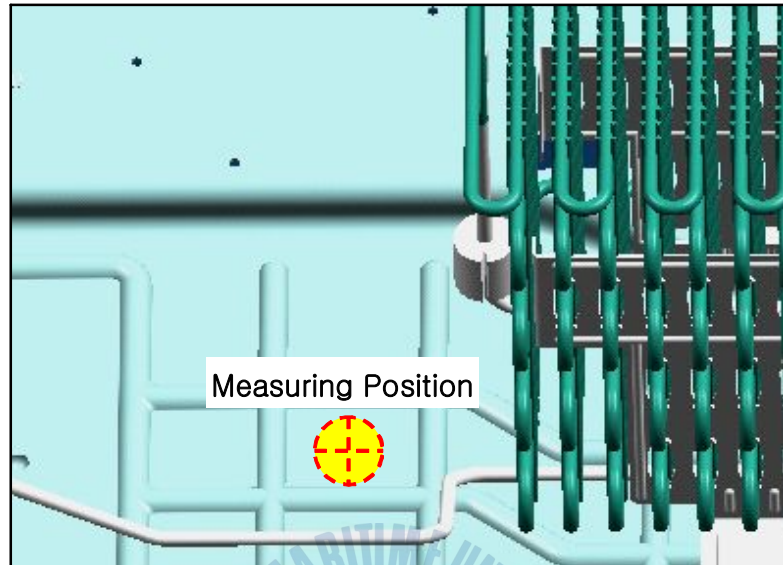


Fig. 4.15 Measuring position at base plate of the machine room

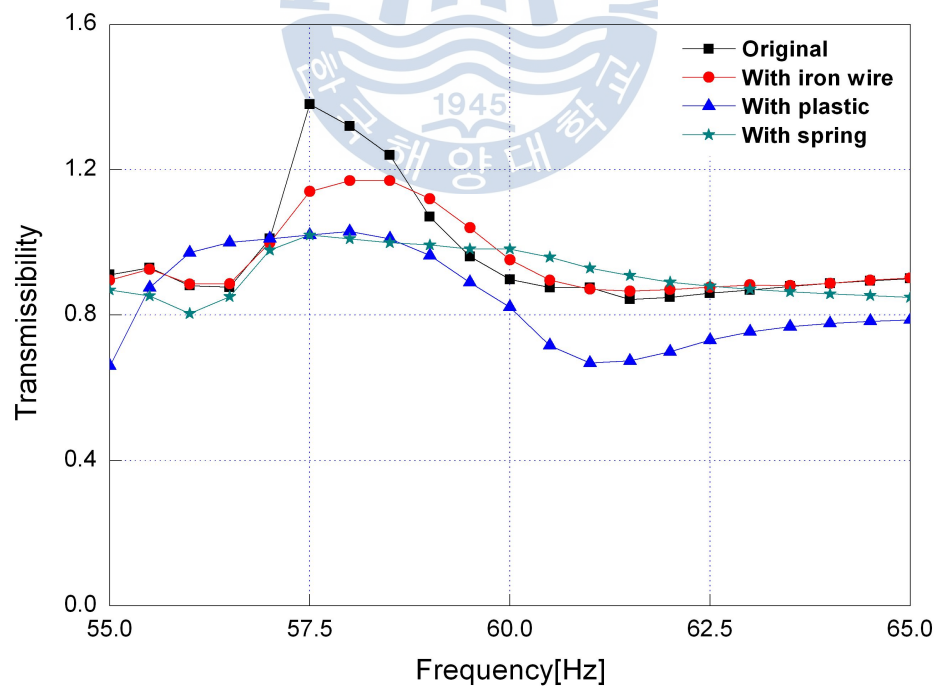


Fig. 4.16 Transmissibility measurement at the base plate of the machine room

4.5 검증 실험을 통한 부착물 적용의 유용성 검토

본 절에서는 냉장고의 정상 운전 중에 토출배관에 적용한 각각의 연결 부착물들이 냉장고 전체의 진동전달에 미치는 영향을 검토하였다. 냉장고 운전 상태에서의 진동 가속도 측정 방법은 2장의 2.2절과 동일하게 하며 주요측정 제원은 Table 2.1과 같다. 이 측정 결과를 Fig. 4.17에 보인다. 이 결과를 검토해 보면 연결 부착물을 적용하지 않은 상태 보다 연결 부착물을 적용 하였을 때 냉장고 기계실 주요 기기의 진동가속도 값이 줄었으며 연결 부착물의 적용에 따른 압축기의 진동은 거의 영향이 없는 것으로 나타났다. 전체적으로 냉장고 운전 상태에서 연결 부착물 적용에 따른 진동 가속도의 크기를 비교해 보면 토출배관의 진동을 가장 효과적으로 제어하는 플라스틱 연결 부착물이 가장 좋은 결과를 주고 있는 것으로 보인다.

실험 결과에서 플라스틱 연결 부착물이 기계실 주요 기기에 대해서는 가장 효과적이었으므로 이를 토출배관에 적용하고 실제 냉장고 운전 상태에서 냉장고 전체의 진동을 측정해 진동제어 효과를 검증해 보기로 하였다. 측정 위치로는 냉장고 기계실의 진동이 냉장고에 가장 크게 전달되는 기계실 덮개를 선정하였다. 측정점으로는 24개(가로 8점×세로 3점)로 하였으며 냉장고 운전 상태에서의 진동 가속도 측정하고 이를 이용해 기계실 덮개 전체의 진동 맵을 만들어 보았다. Fig. 4.18 ~ Fig. 4.19는 연결 부착물을 적용하지 않은 상태와 플라스틱 연결 부착물을 적용한 상태에서의 기계실 덮개의 진동 가속도 측정 결과이다. Fig. 4.18(a)의 진동 맵을 보면 원래 상태에서의 진동은 압축기가 위치하고 있는 부위에 집중되어 크게 나타나며, (b)의 플라스틱 연결 부착물을 적용한 경우에는 전체적으로 진동이 감소하였다. 각 측정점에 대한 진동 가속도 측정 결과인 Fig. 4.19에서도 전체적으로 플라스틱 연결 부착물을 적용한 경우에 압축기 진동에 의한 진동 전달이 줄어든 것을 알 수

있다. 이는 본 연구에서 설계 제작한 플라스틱 연결 부착물이 토출배관의 공진을 회피하여 압축기 작동주파수인 57.5Hz에서의 전달률을 줄이고, 토출배관과 기계실의 접촉도 방지할 수 있는 효과적인 진동 전달 제어 방안이 될 수 있음을 확인하였다.

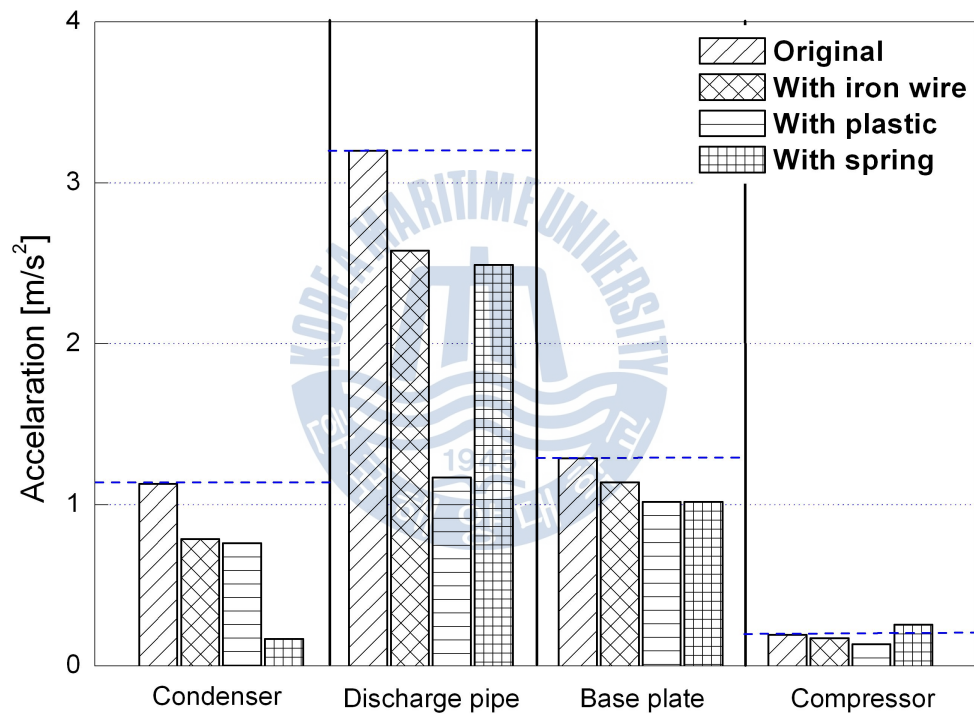
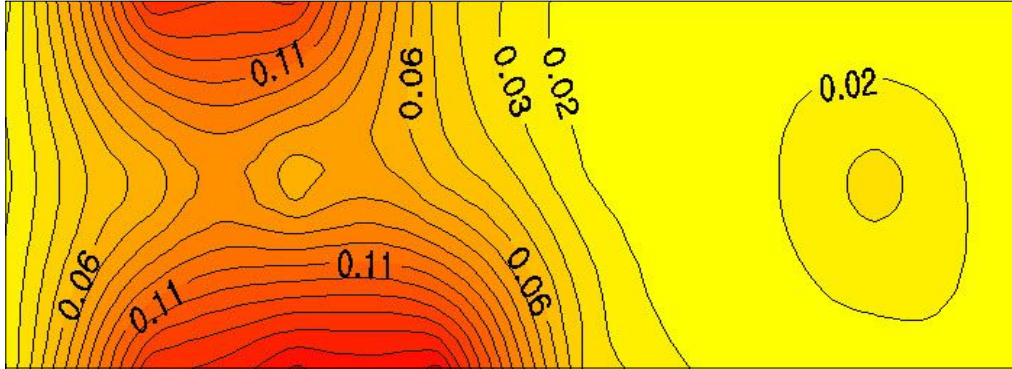
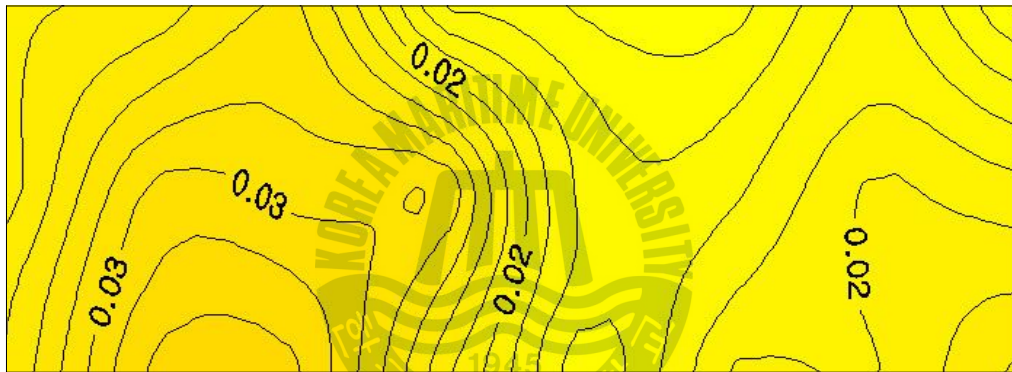


Fig. 4.17 Measured vibration accelerations for the machine room components applying connecting attachments

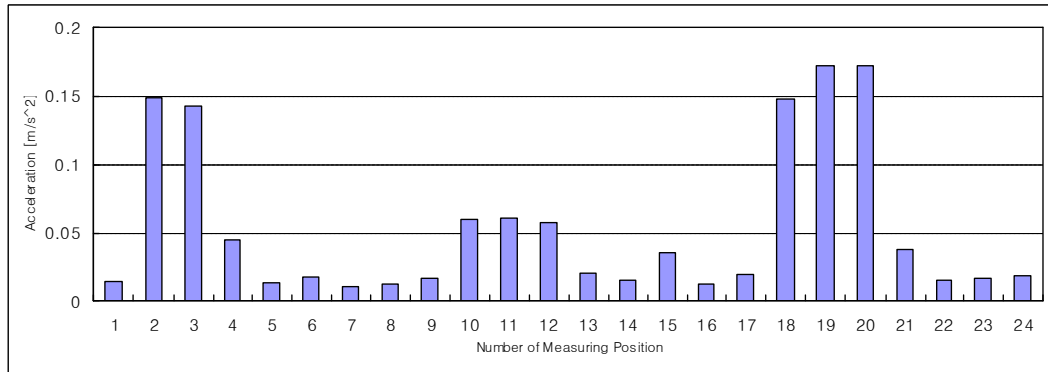


(a) Original

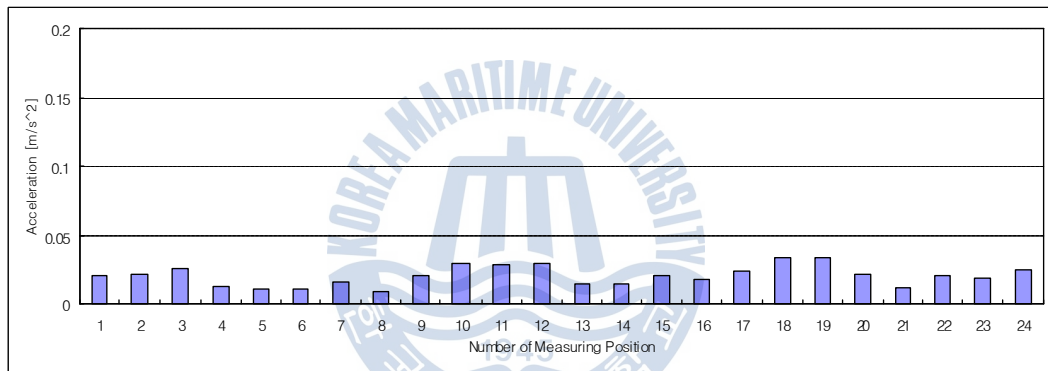


(b) With plastic

Fig. 4.18 Map of the measured overall accelerations for the machine room cover plate



(a) Original



(b) With plastic

Fig. 4.19 Measured overall vibration accelerations for the machine room cover plate

제 5 장 결 론

본 논문에서는 냉장고의 주요 기진원인 압축기 마운트와 압축기에 연결된 토출배관의 진동을 검토하여 냉장고 운전 중에 전달되는 진동을 제어하는 방안에 대해 검토하였다. 압축기를 지지하고 있는 마운트에는 스프링마운트와 고무마운트가 사용되고 있으며 스프링마운트가 냉장고 운전회전수에서의 진동절연 특성이 뛰어난 경우가 많다. 그러나 스프링마운트는 고무마운트에 비해 고가이고 냉장고 운전 시작 및 정지 시에 통과하는 고유진동수에서의 진동이 크므로 가능하면 고무마운트를 적용하는 것이 바람직하다. 또한 압축기와 응축기를 연결하고 있는 토출배관이 냉장고 운전 중에 기계실 바닥과 접촉하여 진동이 발생하는 현상이 있으므로 이를 제어하는 방안을 검토하였다. 이상의 연구결과를 요약하여 정리하면 다음과 같다.

1. 냉장고 압축기용 스프링마운트와 고무마운트의 진동절연 특성을 파악하기 위해 시험판을 제작하여 전달률을 측정하고 평가하였다. 또한 냉장고 운전시에 양 마운트에 대한 전달률 특성을 측정하고 비교·평가한 결과 고무마운트의 전달률은 고무의 감쇠특성상 압축기 마운팅 시스템의 고유진동수 영역에서는 스프링 마운트보다는 유리하나 압축기 정상운전 영역에서는 스프링 마운트를 적용한 전달률이 양호함을 확인하였다.

2. 냉장고 압축기 마운트는 냉장고 기동 및 정지시에 발생하는 고유진동수 영역에서의 전달률과 제작 단가를 고려하면 고무마운트가 바람직하므로 기존의 고무마운트를 스프링 마운트의 강성을 갖는 구조로 설계·변경하여 제작하고 이를 냉장고 압축기 마운팅 시스템에 적용하여 전달률을 측정하고 평가한

결과 만족할만한 성과를 얻었다.

3. 현재 냉장고에 적용하고 있는 스프링마운트 및 고무마운트의 스톱퍼는 마운트에 초기 하중을 가하고 있어 바람직하지 않으므로 냉장고 운전 중에 발생하는 마운트 진폭을 강제로 억제하지 않도록 여유를 주는 것이 바람직함을 실험을 통해 확인하였다.

4. 압축기와 응축기를 연결하는 토출배관이 제작 및 설치 환경에 따라 냉장고 운전 중에 기계실 바닥을 가진하는 현상이 발생하고 있어 이 원인을 검토한 결과 토출배관의 고유진동수가 압축기의 작동주파수인 57.5Hz와 공진하고 있음을 확인하였다.

5. 토출배관의 고유진동수를 변경하는 방법으로 토출배관을 상대적으로 큰 질량을 갖는 응축기에 매달아 고유진동수를 변경하는 것이 적절함을 실험 및 ANSYS를 적용한 해석으로 확인하였다.

6. 이를 실제 냉장고에 적용하기 위해 양 기기의 연결 위치를 선정하고 연결 부착물들을 설계·제작하여 전달률 특성을 평가한 결과 플라스틱 연결 부착물이 가장 좋은 결과를 주는 것을 알 수 있었다. 플라스틱 연결 부착물로 양 기기를 연결하고 냉장고를 정상 운전한 결과 토출배관의 공진이 회피되어 압축기 작동주파수인 57.5Hz에서의 전달률이 감소하였고, 토출배관과 기계실의 접촉도 방지되므로 이는 효과적인 진동 전달 제어 방안이 될 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- [1] 김형진, 박윤식 “전동형 진동식 압축기 토출밸브의 동적해석”, 한국소음진동공학회, 제10권, 제4호, pp.615-622, 2000.
- [2] 손술산, 서재용, 이부윤, 김원진 “다구찌 기법을 이용한 냉장고의 구조진동음 저감 방법에 관한 연구”, 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, 제20권 제5호, pp.470~476, 2010.
- [3] 박용도, 구수학, 김정해, 박진성, 이재근 “Linear compressor 토출밸브의 재질에 따른 마멸 특성에 관한 연구”, 대한설비공학회, 하계학술발표대회 논문집, pp. 899~903, 2009.
- [4] 서상호, 광태희, 김창준, 박진구, 조관식 “가정용 냉장고의 소음 및 진동저감”, 공기조화 냉동공학회, 하계학술발표회 논문집, pp. 1133~1137, 2000.
- [5] F.S. Tse, I.E. Morse, R.T. Hinkle, Mechanical Vibration (2nd edition)
- [6] 김형진, “왕복동 공기 압축기의 진동제어에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문, 2000.
- [7] 손정우, 최승복 “스마트 Hull 구조물의 모달 해석 및 진동제어”, 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, 제18권 제8호, pp.832-840, 2008.
- [8] 전효중, 김의간, 기계역학, 효성출판사, 1999.
- [9] S.S. Rao, Mechanical Vibrations (4th edition), pearson education, 2004.
- [10] 육지용, 최승복, 성금길, 문석준 “고무와 압전작동기를 이용한 하이브리드 마운트의 설계 및 진동제어 응용”, 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, 제17권 제5호, pp.391-397, 2007.

- [11] 한태민, “선박용 보기의 탄성지지계 설계에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위논문, 2004.
- [12] Pane, A. R., 1965, “Effect of Shape on the Static and Dynamic Stress-Strain Relationship of Bonded Rubber in Compression”, *Nature*, Vol. 177, pp. 1174-1175.
- [13] 김국원, 원종락, 한용희, 손희기, 안태길 “압축하중을 받는 방진 고무의 동특성 해석 및 실험”, 한국소음진동공학회, 추계학술대회 논문집, 제8권 제5호, pp.900-907, 1998.
- [14] Rivin, E. E., 1984, “Passive Engine Mounts: Some Directions for Further Development”, SEA Technical Paper Series 940259.
- [15] 정경렬, 조치영, 김광준, 이종원, “실험적인 모드 해석을 통한 엔진 마운트의 동역학적 모델링”, 자동차 공학회지, Vol.10, No.12, pp.39-47, 1988.
- [16] ANSYS, *ANSYS theory manual*, ANSYS, inc., 1999.
- [17] 한형석, 정의봉, 박경훈, 홍진숙 “선체로 전달되는 해수 이송 배관의 진동 저감 분석”, 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, 제18권 제11호, pp. 1177-1184, 2008.
- [18] 김창남, “평판의 진동모드가 방사음에 미치는 영향”, 한국해양대학교 석사학위논문, 1998.